

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет інженерних систем і екології
Кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

на тему:

Сучасні енергоефективні системи повітророзподілення при створенні
нестационарних повітряно-теплових режимів в спортивних ігрових комплексах (на
прикладі ФСК «Олімп», м.Південне)

(назва)

Мельник Альбіна Миколаївна

(прізвище, ім'я та по батькові студента повністю)

Київ 2024 р.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	1
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет інженерних систем і екології
Кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

„___” _____ 20__ р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА
на тему:

Сучасні енергоефективні системи повітророзподілення при створенні
нестационарних повітряно-теплових режимів в спортивних ігрових комплексах (на
прикладі ФСК «Олімп», м.Південне)
(назва)

Виконала студентка групи ТВМ-22-1
Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія
Спеціалізація: теплогазопостачання і вентиляція

Мельник Альбіна Миколаївна
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник Корбут В.П
(прізвище та ініціали)
Професор, д.т.н.
(вчене звання, науковий ступінь)

Ідентичність підтверджую

Київ 2024 р.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: інженерних систем і екології

Кафедра: теплогазопостачання і вентиляції

Освітній рівень: «магістр за ОПП/ОНП»

Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія

Спеціалізація: теплогазопостачання і вентиляція

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан факультету

Приймак О.В

„___” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

**ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Мельник Альбіна Миколаївна

(прізвище, ім'я та по батькові студента)

1. Тема роботи Сучасні енергоефективні системи повітророзподілення при створенні нестационарних повітряно-теплових режимів в спортивних ігрових комплексах (на прикладі ФСК «Олімп», м.Південне)

затверджена наказом ректора КНУБА №___ від „___” _____ 20__ р.

2. Керівник роботи

Корбут Вадим Павлович професор, доктор технічних наук
(прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання студентом роботи до захисту _____

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Розділ 1. Літературний огляд

Розділ 2. Інженерні рішення

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Розділ 3. Особливості застосування повітророзподільників при створенні нестационарних повітряно-теплових режимів

5. Графічний матеріал за розділами

Розділ 1. _____

Розділ 2. _____

Розділ 3. _____

Розділ 4. _____

Розділ 5. _____

Розділ 6. _____

7. Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1. Літературний огляд	
Розділ 2. Інженерні рішення	
Розділ 3. Особливості застосування повітророзподільників при створенні нестационарних повітряно-теплових режимів	
Остаточне оформлення роботи	
Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	
Попередній захист роботи на кафедрі	

8. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Перевірив	
		Дата	Підпис

9. Дата видачі завдання _____

Зав. кафедри _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Вступ.....	7
Розділ 1. Літературний огляд.....	9
1.1 Види спортивних залів.....	10
1.2 Оцінка якості системи повітророзподілення у спортивному залі.....	16
1.3 Особливості формування теплового комфорту.....	24
1.4 Параметри мікроклімату спортзалу при повітророзподілені у нестационарному режимі.....	32
1.5 Розподіл повітря у вентильованому приміщенні.....	33
1.6 Основні схемні рішення повітророзподілення	34
1.7 Застосування повітророзподільників різного типу при нестационарному мікрокліматі.....	38
1.8 Підлога по принципу NBA та телескопічні трибуни.....	42
Розділ 2. Інженерні рішення.....	54
2. Вихідні дані для проектування	55
2.1 Розрахунок системи опалення.....	55
2.1.1 Визначення коефіцієнтів опору теплопередачі зовнішніх огорож.....	55
2.1.2 Перевірка зовнішньої конструкції на конденсацію вологи....	57
2.1.3 Розрахунок тепловтрат.....	57
2.1.4 Опис прийнятих систем опалення.....	62
2.1.5 Підбір обладнання системи опалення.....	65
2.2 Розрахунок системи вентиляції та КП.....	74
2.2.1 Розрахунок теплонадходжень	74

2.2.2	Тепловий баланс приміщення.....	78
2.2.3	Опис прийнятих систем.....	88
2.2.4	Підбір обладнання установок кондиціонування повітря.....	91
Розділ 3.	Наукова частина.....	96
3.1	Відомості про розрахунок припливних неізотермічних струмин та повітророзподілювачів, які їх утворюють.....	97
3.2	Горизонтально спрямовані струмини	99
3.3	Основні положення нестационарного теплового режиму.....	108
3.4	Температурний режим в приміщенні при динамічній зміні повітрообміну.....	110
3.5	Нестационарний повітряний режим.....	113
3.6	Натурні дослідження.....	116
Список використаних джерел		130

Вступ

Актуальність теми. У попередні роки забезпечення комфорту в приміщенні стало головним питанням. Таким чином, якість навколишнього середовища в приміщенні (IEQ) — що стосується аспектів якості повітря, теплового комфорту, візуальної та акустичної якості — відіграє вирішальну роль. Розглядаючи спортивні споруди, оцінка теплового середовища є однією з головних проблем, оскільки це може заважати продуктивності та здоров'ю спортсменів. Таким чином, необхідність перегляду існуючих знань щодо оцінки теплового середовища та його застосування до спортивних залів стає все більш актуальною.

Під час виконання фізичних вправ організм відчуває збільшення частоти дихання, що відповідає підвищеній швидкості метаболізму. Помічено, що вдихання здійснюється через рот частіше, ніж через ніс, який відомий як фільтр для повітря, що надходить у легені. У результаті організм піддається впливу найбільшої кількості забруднюючих речовин через дихання, коли забруднюючі речовини та дрібні частинки можуть транспортуватися до найглибшої частини дихальних шляхів. Отже, фізичні вправи в умовах поганої якості повітря можуть, можливо, поставити під загрозу здоров'я, а не покращити його здоров'я [8]. Таким чином, у таких закритих спортивних спорудах має бути забезпечена хороша якість повітря в приміщенні, щоб мінімізувати вплив забруднювачів повітря на спортсменів. Одним з ефективних є вентиляція заходи контролю якості повітря в приміщеннях. Однак вентиляція в закритих спортивних спорудах є більш складною, ніж в інших приміщеннях, оскільки вони характеризуються високим рівнем заповнюваності та різноманітністю інтенсивності фізичної активності, що відбувається всередині приміщення. У зв'язку з цим вентиляція в закритих спортивних залах має бути спроектована та реалізована таким чином, щоб забезпечити адекватний IAQ, в той же час підтримувати тепловий комфорт для спортсменів або тих, хто займається спортом.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Мета, об'єкт, предмет і завдання досліджень

Метою даної роботи є впровадження сучасних енергоефективних систем повітророзподілення при створенні нестационарних повітряно-теплових режимах в спортивно-ігрових комплексах.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- Дослідити зміни температурного режиму в приміщенні без використання системи кондиціонування повітря;
- Дослідити зміни температурного режиму в приміщенні при різних умовах надходження теплоти;
- Дослідити зміни температурних умов в приміщенні при різних режимах роботи системи кондиціонування повітря;
- Визначення параметрів повітряного потоку в струмині припливного повітря від різних типів повітророзподільників при змінних умовах роботи системи кондиціонування.

Об'єкт досліджень – особливості впливу параметрів при нестационарному повітряно-тепловому режимі формуванню внутрішнього мікроклімату у спортивному комплексі.

Предмет досліджень – створення теплового середовища який, є, найважливішим параметром, який слід враховувати під час занять спортом, при нестационарному повітряно-тепловому режимі, оскільки він може визначати безпеку та результативність спортсменів

Як відомо, конструктивні рішення систем вентиляції зазвичай розраховані на забезпечення номінального режиму роботи обладнання в стаціонарних умовах. Однак слід враховувати, що в певний час у приміщеннях можуть виникати непостійні режими роботи. Тому актуальним є дослідження можливості керування параметрами зовнішнього повітря приміщень з урахуванням взаємодії систем вентиляції обладнання та теплообміну.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Розділ 1

Літературний огляд

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

1. Загальні положення спортивних залів різних призначень.

Спортивний зал - це обладнана певним чином будівля або частина будівлі, призначення якої - навчально-спортивна робота та змагання. Проектування спортзалу має враховувати безліч факторів.

Розрізняють спеціалізовані та універсальні спортивні зали. Їх розміри та форма, конструктивні особливості визначаються призначенням зали, правилами змагань та кількістю встановлюваного чи розміщуваного обладнання.

Спеціалізовані спортивні зали призначені для конкретного виду рухової діяльності. Їх форму та розмір, обладнання, допоміжні пристрої та пристрої підбирають таким чином, щоб забезпечити щоденний навчально-тренувальний процес. Найбільш поширений тип спортивного залу основним та допоміжним обладнанням для занять спортивною гімнастикою та ігровий зал, в якому розміщені баскетбольний та волейбольний майданчики.

Універсальні спортивні зали призначені для одночасних чи поперемінних занять кількома видами спорту.

1.1. Види спортивних залів.

1.1.1. Зали спортивної гімнастики

Зали меншого розміру не дозволяють повноцінно проводити опорні стрибки через "коня", а зали більшого розміру, яким відповідає і велика одноразова пропускна спроможність, - дискомфортні через надмірний шум у них.

Спортивною гімнастикою займаються чоловічі, жіночі та змішані групи, що вимагають різного розташування снарядів. Виникає складність: розставити гімнастичні снаряди те щоб звести до мінімуму трансформацію при зміні складу котрі займаються. Найбільш складним виявляється розташувати їх так, щоб ями для приземлення при скоцінні з різних снарядів (під час розучування складних елементів) опинялися в одному й тому самому місці. Ями для приземлення прискорюють оволодіння елементами та знижують травматизм, але вимагають розміщення залів для спортивної гімнастики на першому поверсі та не над підвалом. Ями під батутами та для приземлення влаштовують глибиною 1,1-1,5 м.

					<i>КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА</i>	10
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Арк.</i>

При цьому ями для приземлення обладнують м'якими знімними бортами, знімними кришками і заповнюють пружним матеріалом (зазвичай шматками поролону), що укладається з відривом від підлоги ями (для природного провітрювання) по сітці або решітці. Рекомендується висота зали 6 м до низу конструкцій, що виступають. Найменша висота не дозволяє кріпити підвісне обладнання (кільця, канати) на потрібній висоті, а велика ускладнить кріплення цих снарядів на потрібній висоті.

1.1.2. Зали для важкої атлетики, боротьби та боксу

Потребує стаціонарної установки великогабаритне обладнання залів для важкої атлетики, боротьби та боксу перешкоджає універсалізації цих залів. Кожен з них є яскравим прикладом спеціалізованого залу, використовуваного лише одного виду спорту.

Один із основних елементів обладнання залів для важкої атлетики - помости, які повинні встановлюватися на самостійному фундаменті, не пов'язаному зі статтю залу. У зв'язку з цим зали повинно розміщуватись на першому поверсі (і не над підвалом). Решта обладнання зал також призначений для занять зі штангою, але не на помостах.

На першому поверсі слід розташовувати і приміщення для індивідуальної силової підготовки, які в останні роки влаштовуються в всіх спортивних корпусах і, як правило, обслуговують які займаються в всіх залах спортивного корпусу. Влаштування цих приміщень дозволило звести до мінімуму розміри звільнених від помостів залів для боротьби та для боксу та розміщувати ці зали не тільки на першому поверсі.

Висота залів для важкої атлетики, боротьби та боксу – не менше 4 м, а приміщень для індивідуальної силової підготовки – не менше 3 м.

Виняток становлять зал для боротьби, розміри яких можна було б збільшити, оскільки різноманіття видів боротьби вимагає різного обладнання. Для боротьби класичної, вільної та самбо потрібен один вид килима, а для боротьби дзюдо - спеціальні килими - "татамі", через які площа зали, призначена всім видів

					<i>КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА</i>	11
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Арк.</i>

боротьби, подвоюється. При великій кількості дзюдо, що займаються, замість збільшення загального залу можна створити окремий зал для дзюдо.

1.1.3. Зали для спортивних ігор

Спеціалізовані зали для ручних спортивних ігор (бадмінтон, баскетбол, волейбол, гандбол, теніс, настільний теніс) можуть призначатися як для одного виду спорту, так і для кількох із цих «родинних» видів за умови, що внутрішні габарити залів відповідають розмірам майданчиків, що вимагаються правилами з ігрових видів спорту. При цьому в залах, де проводяться навчально-тренувальні заняття, повинен також розміщуватися певний комплект стаціонарного та допоміжного обладнання, що трансформується, для таких занять.

Найбільш поширені зали 30 x 18 м (для волейболу, баскетболу та бадмінтону); 36 x 18 м, в якому можна займатися тенісом та 42 x 24 м, де можливий ще й гандбол (на укороченому з 40 до 39 м "полі для гри"). Щоб не скорочувати довжину "поля для гри", рекомендується розмір 45 x 24 м, а якщо прийняти розмір залу 45 x 27 м, то збільшена ширина дозволить мати й невеликі трибуни. Теніс, як і інші ігри, що не вимагає тривалого часу на монтаж або демонтаж обладнання, проте він, мабуть, - єдиний ігровий вид спорту, для якого будують спеціалізовані (тільки для тенісу) зали – криті тенісні корти. Причина цього полягає в надзвичайно малої одноразової пропускнуї спроможності майданчика для тенісу при великій її площі (2-4 особи на 650 – 800 м²), що змушує компенсувати це пристроєм кількох майданчиків для тенісу в одному залі. Як правило, зал містить не менше двох майданчиків та ще приміщення для занять на відбійній стінці. Часто на критих кортах буває по 3 - 4 майданчики, і при одному з них – трибуна для глядачів. Однак площа та висота критих тенісних кортів дозволяють за необхідності використовувати їх і для інших видів спортивні ігри.

Найменша висота ігрового залу до низу конструкцій, що виступають, коливається в межах 4,0 м для настільного тенісу; 6 м для гандболу; 7,0 м для баскетболу та бадмінтону; 8 м для волейболу, тенісу. При цьому 8-метрова висота

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

залу для волейболу призначається для початківців та волейболістів молодших розрядів Зал, призначений для волейболістів I розряду та має габарити 45 x 27 м, можна проектувати висотою до 12,5м.

Для бадмінтону та тенісу у торцях полів для гри повинні передбачатися фони з матерії темного кольору; для тенісу, крім того, тренувальна (відбійна) стінка заввишки 3 м, а для гандболу – тренувальний настінний щит заввишки 2,5 м та шириною 3,5 м.

На відміну від спеціалізованих залів для боротьби, боксу та важкої атлетики у залах для спортивних ігор, особливо якщо розмір зали (наприклад, 45 x 27 м) дозволяє проводити у ньому всі ці ігри, рекомендується влаштування місць для глядачів, оскільки популярність ігор та частота проведення змагань роблять трибуни економічно виправданими. Трибуни можуть бути стаціонарними чи висувними (блічери).

1.1.4. Універсальні зали

Поряд із тенденцією до спеціалізації залів за видами спорту, що створює високо комфортні умови для занять одним видом спорту, але виправдовує себе або суворими вимогами спортсменів високого класу, або масовістю цього виду спорту в передбачуваному місці будівництва зали, поширене багатофункціональне використання залів не тільки для споріднених, а й для різноманітних видів спорту.

Багатофункціональне використання дозволяє організувати роботу залу за безперервним графіком з різноманітним контингентом котрі займаються - від початківців та школярів до спортсменів-професіоналів; з використанням різних форм проведення занять - за класами, групами, секціям; індивідуальних тренувань, змагань; різних методів проведення занять - комплексного, групового, кругового та ін.

Універсальні зали, розраховані на багатофункціональне використання, найбільш доцільні для навчальних, секційних та позашкільних занять учнів шкіл,

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	13
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		Арк.

ПТУ та технікумів, а також для секційних та фізкультурно-оздоровчих занять мешканців району з періодичним проведенням змагань з основних видів спорту.

1.1.5. Універсальні зали та приміщення для фізкультурно-оздоровчих занять

Приміщення і зали для фізкультурно-оздоровчих занять (з допоміжними приміщеннями для їх обслуговування) можуть розміщуватися в будинках фізкультурно-оздоровчого призначення, що стоять окремо, входять до складів будівель спортивного призначення, центрів дозвілля, а також бути прибудованими або вбудованими в будівлі іншого призначення (у тому числі та житлові).

Фізкультурно-оздоровчі зали можуть бути різних типів: зали ОФП з елементами ігор, зали ОФП без елементів ігор (для основної гімнастики), зали для рухливих та спортивних ігор, зали ритмічної, жіночої гімнастики та хореографії, зали настільного тенісу, зали для занять загально тренажерах та силової підготовки, зали для початкових занять з боротьби.

Фізкультурно-оздоровчі зали можуть бути різних типів: зали ОФП з елементами ігор, зали ОФП без елементів ігор (для основної гімнастики), зали для рухливих та спортивних ігор, зали ритмічної, жіночої гімнастики та хореографії, зали настільного тенісу, зали для зайняття загально тренаже та силової підготовки, зали для початкових зайняти з боротьби.

Великі універсальні зали, призначені для фізкультурно-оздоровчих занять та тренувань, можуть бути використані:

зал 36'18 м, включений до складу фізкультурно-оздоровчих центрів для районів із чисельністю населення 30,0—50,0 тис. чол. — для бадмінтону, волейболу, баскетболу, тенісу;

зал 45'24 м, включений до складу фізкультурно-оздоровчих центрів для районів із чисельністю населення понад 50,0 тис. чол. — для бадмінтону, волейболу, баскетболу, тенісу, ручного м'яча.

					<i>КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА</i>	14
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Арк.</i>

Для загально фізичної підготовки спортсменів та при фізкультурно-оздоровчих заняттях застосовуються тренажери, різні конструктивні пристрої та механічні рухливі пристосування, призначені для розвитку та зміцнення груп м'язів, розвитку спритності, координації рухів тощо.

Рекомендується також використання універсальних залів для нових видів ігор, що розвиваються, — флорболу, футзалу.

Габарити залів загально розвиваючих тренажерів та силової підготовки визначаються з розрахунку 6 м^2 на одиницю обладнання із вільною зоною для загально розвиваючих вправ та розминки, $4,5 \text{ м}^2$ — для залів без такої зони (якщо в комплексі є зал для спортивних ігор чи ОФП). Висота зали — 4 м. Трансформоване обладнання, що кріпиться до стін, аналогічно до обладнання, що застосовується в багатофункціональних залах.

Зали для фізкультурно-оздоровчих занять можуть бути як спеціалізованими, і універсальними. У спеціалізованих залах обладнання стаціонарне, в універсальних - трансформоване.

Підлога в спортивних залах в залежності від призначення останніх за видом спорту може бути дерев'яною або мати синтетичне покриття.

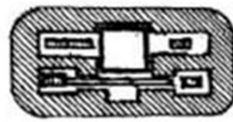
Для зниження травматизму опорно-рухового апарату, що займаються в залах для спортивних ігор, слід застосовувати підлоги за подвійними лагами.

Підлога у спортивних залах східних єдиноборств має бути з дошки чи бруска. Майданчик навчально-тренувальних занять та змагань має бути покритий пружним покриттям - килимом, утвореним секційними матами - татами.

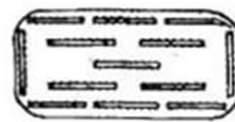
					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.



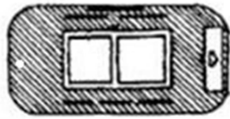
Акробатика



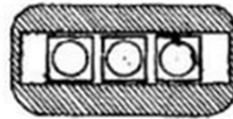
Спортивна
гімнастика



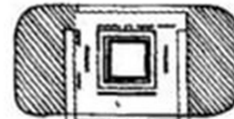
Фехтування



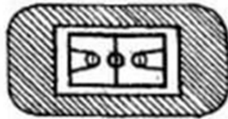
Художня
гімнастика



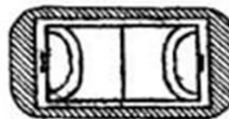
Боротьба



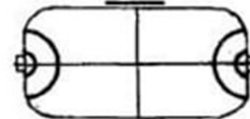
Дзю-до



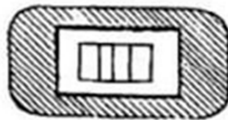
Баскетбол



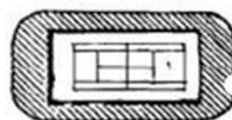
Гандбол



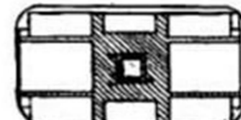
Міні-футбол



Волейбол



Теніс



Бокс

Рис.1.1. Вигляд спортивних арен

1.2. Оцінка якості системи повітророзподілення у спортивному залі

Системи кондиціонування спортивних залів та фітнес-центрів суттєво відрізняються від кліматичних систем для офісів, квартир чи виробничих приміщень.

Параметри мікроклімату спортивних приміщень та його санітарно-гігієнічний стан нерідко значно відрізняються від оптимальних величин, оскільки у процесі тренувань підвищуються: температура, вологість, запиленість, загазованість та мікробна обсімененість. Крім того, сучасні конструкції

спортивних залів характеризуються надлишковим склінням, що сприяє надмірному радіаційному теплу, що посилює тепловий дискомфорт спортсмена, перешкоджаючи тепловіддачі організму шляхом радіації.

Для створення комфорту під час занять спортом необхідно:

- видаляти відпрацьоване повітря (воно насичене вуглекислим газом, випарами)
- подавати в приміщення спортзалу чисте повітря
- усунути появу протягів
- підтримувати комфортну температуру.

1.2.1. Оцінка теплового комфорту

Спортивні споруди, як правило, вони можуть бути дуже різноманітними, тому потрібна спеціальна література та стандарти для регулювання параметрів, які повинні підтримуватися в цих середовищах. Насправді в цих приміщеннях часто проводяться різні види діяльності, оскільки це зазвичай багатофункціональні будівлі, в яких займаються різноманітними видами спорту, тому важко знайти єдину норму, яка враховує всі ці аспекти. Оскільки законодавство щодо будівництва та обслуговування спортивних споруд часто пов'язане з гігієнічними умовами, нормативи відрізняються в різних країнах.

1. У США першим стандартом, що стосується теплових аспектів у внутрішньому середовищі, є ASHRAE 55/2004, що стосується «Теплових умов середовища для перебування людини» Рівень комфорту можна оцінити за такими параметрами:

- температура повітря в приміщенні вимірюється сухим термометром;
- тиск повітря в приміщенні;
- радіаційна температура;
- швидкість руху повітря;
- зміна в часі температурних і швидкісних коливань.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

2. Стандарт ADPI (Air distribution performance index) [6] – це індекс, що відображає характеристики повітророзподілу, який було запропоновано Р.Г. Невінзом та Е.Д. Уордом. Оцінка стану повітря проводиться за допомогою "ефективної температури потягу", яка була розроблена на основі експериментальних досліджень :

$$\theta = t_x - t_g - 7,66(v_x - 0,15) \quad (1.1)$$

Під час легкої фізичної активності в точці вважають стан повітря комфортним, якщо виконуються наступні критерії:

$$\begin{aligned} - 1,67 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq \theta \leq 1,11 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ 0 \text{ м/с} < v_i < 0,36 \text{ м/с} \end{aligned} \quad (1.2)$$

Замість цього виразу часто запропонують наступний загальний вираз:

$$K'_{1\min} \leq (t_x - t_{cp}) - ((kv_x) - (kv)^{onm}) \leq K'_{1\max}, \quad (1.3)$$

де значення констант $K'_{1\min}$, $K'_{1\max}$, K – залежать від термічного опору одягу, а $(kv)^{onm}$ - від середньої температури в робочій зоні приміщення.

3. В Італії найважливішим стандартом управління тепловим комфортом у спортивних залах є настанова CONI , яка визначає показники щодо якості повітря, теплового, освітлювального та акустичного середовища в спортивних залах і басейнах. У таблиці 1 наведені основні показники, яких необхідно дотримуватися у критих спортивних залах і басейнах, відповідно до вказівок CONI.[6]

Параметри повітряного середовища для спортивних залів

	Температура повітря (°C)	Відносна вологість (%)	Швидкість вентиляції (обмін повітря/год) ⁽²⁾	Максимальна швидкість повітря (м/с)	Навколишнє середовище
	16–20	50	(3)	0,15	Ігрова площадка
	20–22	50	(3)	0,15	Передатлетичні простори
	18–22 ⁽⁶⁾	50	5	0,15	Перевдягальні
	22 ⁽⁷⁾	70	8	0,15	Душові кабінки
Криті спортивні зали	22	60	5–8	0,15	Санітарні приміщення
	20	50	2,5	0,15	Перша допомога
	20	50	1,5	0,15	Офіси
	20	50	1	0,20	Зали
	16	50	0,5–1	0,25	Складські приміщення
	20	50	0,5	0,20	Інші простори

Відповідно до ДСТУ Б EN ISO 7730:2011 «теплове відчуття людини в основному пов'язане з тепловим балансом його або її тіла в цілому. На цей баланс впливають фізична активність і одяг, а також параметри навколишнього середовища: температура повітря, середня радіаційна температура, швидкість повітря та вологість повітря». У помірному середовищі система терморегуляції людини автоматично намагатиметься змінити температуру шкіри та виділення поту, щоб підтримувати тепловий баланс.

Більшість досліджень ґрунтувалися на обчисленні індексів Фангера, прогнозованого середнього голосування (PMV) і прогнозованого відсотка незадоволених (PPD), отриманих з польових вимірювань або з моделювання, отриманого за допомогою обчислювальної рідини. моделі динаміки (CFD)

Індекс PMV визначається як оцінка середнього індивідуума щодо теплового середовища і є функцією шести основних параметрів, наведених у таблиці 2. Розрахунок цього індексу вимагає ітераційного методу; тому це зазвичай виконується за допомогою програмного забезпечення або безпосередньо реєстраторами даних. Метою індексів Фангера є співвіднесення навколишніх та індивідуальних параметрів із суб'єктивними відчуттями людини. Так, Фангер запропонував експеримент із 1296 особами, які після перебування в термокамері

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

повинні були дати відповідь щодо теплового середовища за семибальною шкалою відчуттів, визначеною ASHRAE (від -3 холодно до +3 гаряче). На основі цього опитування Фангер запропонував рівняння[12]

$$PMV = (0,303 e^{-0,036M} + 0,028) S \quad (1.4)$$

де M – швидкість метаболізму, а S – накопичення тепла.

Таблиця 2

Навколишні та індивідуальні параметри, що використовуються для визначення PMV та PPD

Параметр	символ	одиниця	
Параметри навколишнього середовища	Температура повітря	t_a	°C або K
	Середня радіаційна температура	t_r	°C або K
	Парціальний тиск водяної пари	P_a	Добре
	Швидкість повітря	v_a	PC
Індивідуальні параметри	Швидкість метаболізму	M	Вт/м ² або Met (1 Met = 58,2 Вт/м ²)
	Теплоізоляція одягу	$I_{кл}$	м ² К/Вт або Clo (1 Clo = 0,55 м ² К/Вт)

Індекс PPD визначається як передбачуваний відсоток незадоволених певним середовищем, вважаючи незадоволеною особу, яка, піддавшись певному термічному середовищу, висловлює оцінку теплового відчуття +3, +2, -2 або -3. масштаб. Співвідношення між PMV і PPD є [12]

$$PPD = 100 - 95 e^{0,03353 PMV^4 + 0,2179 PMV^2} \quad (1.5)$$

Однак метод PMV має деякі обмеження, як зазначено в стандарті UNI EN ISO 7730. Насправді цей метод застосовний лише тоді, коли середовище можна визначити як помірне (PMV менше 2 за абсолютним значенням) і коли шість основних параметрів залишаються в межах, наведених у таблиці 3 . Це призводить до думки, що цей метод може створити кілька проблем при

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

застосуванні на спортивних спорудах, оскільки швидкість метаболізму часто перевищує значення 4 Met.

Таблиця 3

Діапазон застосовності екологічних та індивідуальних параметрів для розрахунку PMV[20]

Параметр	Діапазон	одиниця
Параметри навколишнього середовища	t_a	+10–+30 °C або K
	t_r	+10–+40 °C або K
	П. А	0–2700 Добре
	v_a	0–1 PC
Індивідуальні параметри	M	Вт/м ² або Met (1 Met = 58,2 Вт/м ²)
	$I_{кл}$	0–2 м ² К/Вт або Clo (1 Clo = 0,55 м ² К/Вт)

Це стосується більшості спортивних споруд. На практиці коефіцієнт очікування, e , множиться на PMV, щоб досягти середнього теплового відчуття голосу мешканців фактичної будівлі без кондиціонування повітря в теплом кліматі. Класифікація, запропонована Фангером і Тофтумом, представлена в таблиці 4. У дослідженнях Revel і Arnesano коефіцієнт очікування вважався рівним 0,7.

Таблиця 4

Значення коефіцієнта очікування, запропоновані для будівель без кондиціонування повітря в теплом кліматі. NV = природна вентиляція; AC = кондиціонер.

Очікування	Класифікація будівель	Фактор очікування, e
Високий	Будинки NV, розташовані в регіонах, де поширені будівлі з кондиціонером. Короткочасні теплі періоди влітку.	0,9-1,0
Помірний	Будинки NV, розташовані в регіонах з деякими будівлями кондиціонера. Теплий літній сезон.	0,7-0,9
Низький	Будинки NV, розташовані в регіонах, де мало будівель кондиціонерів.	0,5-0,7

Тепловий дискомфорт під час вправ відіграє важливу роль у спортивних результатах, оскільки він може впливати на відчуття зусиль спортсменів. Теплий дискомфорт з'являється, коли виникають такі фізіологічні механізми, як вазодилатація та виділення поту, але він також залежить від таких факторів, як температура тіла та чутливість шкіри. Зокрема, було показано, що під час виконання вправ у тепловій рівновазі рівень шкірної свідомості, що забезпечує відчуття комфорту, підвищується від 0–10% до 20–25%, що свідчить про вплив фізичної активності на відчуття людини. Крім того, якщо розглядати вправи в стаціонарному режимі, відчуття тепла зазвичай зменшуються, коли спортсмени добре треновані; в іншому випадку температурний дискомфорт зазвичай асоціювався зі швидкістю потовиділення та вазомоторною реакцією. Навпаки, холодний дискомфорт виникає через звуження судин і, як наслідок, зниження температури шкіри. Однак ця ситуація зазвичай пов'язана із заняттями спортом у холодному середовищі, оскільки більшість тепла, що виробляється тілом під час тренування, зазвичай призводить до теплих відчуттів.

1.2.2. Відносна вологість повітря, швидкість руху та якість повітря в спортивних залах

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Рухливість повітря в зонах перебування осіб, які займаються, не повинна перевищувати:

- 0,3 м/с - у спортивних залах для боротьби, настільного тенісу, у критих ковзанках і в залах веслувальних басейнів;
- 0,5 м/с - в решті спортивних залів, залах для підготовчих занять у басейнах і приміщеннях для фізкультурно-оздоровчих занять.

Якість повітря:

Якість повітря в приміщенні є показником його чистоти. Якість повітря змінюється залежно від кількості шкідливих забруднюючих речовин у повітрі. Правила та стандарти визначають, скільки різних речовин прийнято, як середньодобову, так і річну кількість.

Забруднення - це викиди від людей, процесів, матеріалів і забруднення зовнішнього середовища. Люди забруднюють у вигляді водяної пари, запаху та пилу. Ці три забруднювачі не є шкідливими, але можуть бути неприємними у великих кількостях. Шкідливі речовини, однак, можуть бути створені з хімікатів і процесів.

Найбільш традиційним способом визначення якості повітря є вимірювання CO₂ у повітрі. CO₂ вимірюється в частках на мільйон (ppm). Концентрація CO₂ у зовнішньому повітрі змінюється протягом року, в середньому в Україні становить 600 ppm. Відповідно до ДСТУ Б EN 15251:2011 важливо дивитися на різницю між внутрішньою та зовнішньою концентраціями CO₂, щоб визначити якість повітря в приміщенні. Для опису вимог щодо якості повітря розроблено чотири категорії.

Таблиця 5

Рекомендована концентрація CO₂ в категорії ДСТУ Б EN 15251:2011

Категорія	Ppm
1	350
2	500
3	800
4	>800

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	23
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Арк.</i>

Відносну вологість повітря слід приймати: 30-60 % - у спортивних залах без місць для глядачів, приміщеннях для фізкультурно-оздоровчих занять і залах для підготовчих занять у басейнах;

Щоб досягти цих параметрів у холодний період лише за рахунок вентиляції не вдасться. Для цього потрібно зволоження повітря, яке доцільно інтегрувати в систему вентиляції. Зволоження повітря можна здійснювати за допомогою системи парового зволоження, що дуже енергоємно, або за рахунок адіабатного зволоження в секціях стільникового або зволоження форсунок.

1.3. Особливості формування теплового комфорту

Сприйняття теплового середовища можна вважати залежним від кількох факторів, отриманих з різних галузей досліджень. Зокрема, виділено три основні підходи: інженерний, фізіологічний і психологічний. Інженерний підхід заснований на представленні людей як «теплових двигунів», які можуть обмінюватися теплом з навколишнім середовищем, і це означає, що теплове відчуття залежить від теплового балансу людського тіла. Фізіологічний підхід натомість розглядає механізми, якими організм реагує на теплове середовище (наприклад, реакції терморегуляції). Нарешті, психологічний підхід стосується психологічних феноменів щодо сприйняття індивідами певного середовища .

1.3.1. Тепловиділення від людини

В інженерному підході тіло людини представляється як тепловий двигун, який може віддавати або отримувати тепло від навколишнього середовища шляхом *теплопровідності, конвекції, випромінювання та випаровування*. Тепло в організмі виробляється в результаті обмінних процесів, що відбуваються протягом життя людини. Теплообмін між тілом і навколишнім середовищем можна визначити через рівняння теплового балансу [10]

$$M - W = C_k + C + R + E + S \quad (1.6)$$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

де M — швидкість метаболізму організму (W), W — механічна робота (W), C_k — теплопровідність (W), C — теплопередача конвекцією (W), R — теплопередача випромінюванням (W), E - теплопередача шляхом випаровування (W), S - накопичення тепла (W).

В умовах теплової рівноваги накопичення тепла дорівнює нулю ($S = 0$), і рівняння теплового балансу можна записати як:

$$M - W - C_k - C - R - E = 0 \quad (1.7)$$

Це рівняння, як правило, застосовується до умов стаціонарного стану, і його слід ретельно застосовувати під час спортивної практики, оскільки вправи зазвичай виконуються в перехідних умовах. На малюнку 1 показано механізми теплообміну під час фізичних вправ.

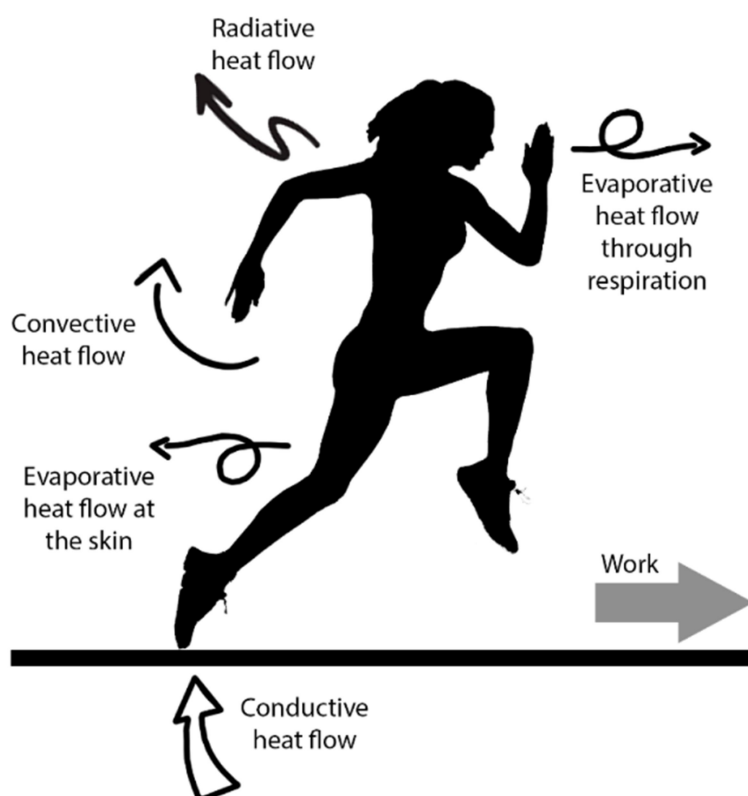


Рис.1.2 Механізми тепловіддачі під час спортивної діяльності.

Тіло може обмінюватися теплом із навколишнім середовищем шляхом теплопровідності, конвекції, випромінювання та випаровування. Виробництво зовнішньої роботи через м'язову діяльність призводить до збільшення тепла, яке повинно розсіюватися в навколишньому середовищі.

Район Дюбуа

Тепло, яке виробляє тіло, протікає по поверхні тіла. Метод розрахунку площі поверхні оголеного тіла дається за формулою Дюбуа [24]

$$A_{DB} = 0,2025 W^{0,425} H^{0,725} \quad (1.8)$$

де W - вага (кг), а H - висота (м) тіла. Зазвичай приймається значення $A_{DB} = 1,8 \text{ м}^2$.

Теплообмін через теплопровідність

Як правило, теплообмін між тілом і навколишнім середовищем через теплопровідність обмежений, оскільки в ньому беруть участь невеликі частини тіла. Тому кондуктивними ефектами часто нехтують або включають їх до конвективних ефектів. Однак теплопровідність необхідно враховувати в тепловому балансі, коли тіло контактує з великими поверхнями. У цьому випадку втрата або збільшення тепла залежить від таких факторів, як температура тіла та поверхні, площа контакту та теплопровідність поверхні та тканин тіла. Під час спортивної діяльності теплообмін через теплопровідність може відбуватися, наприклад, під час бігу, коли спортсмен біжить по гарячій дорозі, або під час їзди на велосипеді, коли спортсмен контактує з сидінням велосипеда.[16,17]

Конвективний теплообмін

Тепловіддача через конвекцію становить до 15% від загальної тепловтрати в стаціонарних умовах, але ще більше, коли повітря рухається по поверхні тіла. Під час спортивної діяльності конвекція може виникати внаслідок руху тіла, який генерує повітряні (наприклад, під час бігу, верхової їзди тощо) або води (наприклад, плавання) або через рух повітря (наприклад, вітер). Рух повітря навколо шкіри відповідає за конвективне охолодження.[16,17]

Теплопередача конвекцією визначається як

$$C = \alpha_k (T_{\text{шк}} - T_a) A_c f_{cl}, \quad (1.9)$$

де α_k – коефіцієнт конвективної теплопередачі ($\text{Вт/м}^2 \text{ К}$), T_a – температура повітря (К), $T_{\text{шк}}$ – середня температура шкіри (К), A_c – поверхня тіла, яка бере участь у теплообміні через конвекцію (м^2) ($A_c \approx A_{DB}$) і f_{cl} – коефіцієнт площі одягу.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Коефіцієнт площі одягу (f_{cl}) можна розрахувати як [25]

$$f_{cl} = 1,00 + 0,28 I_{cl}, \quad (1.10)$$

де f_{cl} (clo) – це теплоізоляція одягу, значення якої надано для повсякденного одягу в таблицях, наведених у ISO 9920. Рух має тенденцію до зниження ізоляційних характеристик одягу та граничного повітряного шару. У теплих середовищах, де конвективна втрата тепла має позитивний ефект, тканини створені для того, щоб пропускати повітря між тілом і одягом. Навпаки, в холодному середовищі одяг розроблений таким чином, щоб мінімізувати рух повітря, запобігаючи конвективній теплопередачі та зберігаючи тепло тіла.

Коефіцієнт конвективної теплопередачі (α_k) є функцією кількох параметрів, таких як швидкість течії, щільність і в'язкість залученої рідини та форма відкритої поверхні. Приблизне значення α_k задано

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 3,5 + 5,2 V_{пр}, \text{ для } V_{п} \leq 1 \text{ м/с} \\ \alpha_k &= 8,7 V_{пр}^{0,6}, \text{ для } V_{п} > 1 \text{ м/с} \end{aligned} \quad (1.11)$$

де $V_{п}$ – швидкість повітря (м/с), $V_{пр}$ – результуюча швидкість повітря (м/с) з урахуванням швидкості повітря в навколишньому середовищі та руху людини, і її можна розрахувати як

$$V_{пр} = V_{п} + 0,0052 (M - 58), \quad (1.12)$$

де M – це метаболічне теплопродукція (Вт/м^2), за умови, що воно вважається $M = 200 \text{ Вт/м}^2$, коли M перевищує значення 200 Вт/м^2 .

Через розрахунок коефіцієнта конвективного теплообміну можна розглянути вплив руху тіла людини на теплообмін. Було проведені дослідження на цю тему, аналізуючи пози стоячи та сидячи та різні швидкості повітря, що відбуваються через рухи манекена, що імітує ходьбу та біг або за вітром.

Радіаційний теплообмін

Теплове випромінювання вважається одним із факторів, який може найбільше впливати на теплообмін під час спортивної діяльності. Лише у водних видах спорту компонент радіаційної втрати тепла зазвичай незначний. Оскільки температура тіла під час фізичних вправ зазвичай вища за температуру повітря, відбувається втрата радіаційної теплової енергії від тіла. Тільки в теплому

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

середовищі, де температура повітря може бути вищою за температуру шкіри, тіло може отримати тепло за допомогою випромінювання.

Втрата тепла через випромінювання визначається як

$$R = \alpha_p (T_{sk} - T_p) A_r f_{cl}, \quad (1.13)$$

де α_p – коефіцієнт радіаційної теплопередачі ($\text{Вт/м}^2 \text{К}$), T_r – середня радіаційна температура (К), T_{sk} – середня температура шкіри (К), A_r – ефективна площа опромінення тіла (м^2) і f_{cl} – коефіцієнт площі одягу.

α_p можна розрахувати як

$$\alpha_p = 4\sigma\epsilon_{sk} \left(\frac{T_r + T_{sk}}{2} \right)^3, \quad (1.14)$$

де $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{Вт/м}^2 \text{К}^4$ – коефіцієнт Стефана-Больцмана, ϵ – коефіцієнт випромінювання тіла (для шкіри $\epsilon = 0,97-0,98$).

A_r , ефективна площа випромінювання тіла визначається як

$$A_r = (A_r/A_{DB}) A_{DB}, \quad (1.15)$$

де $A_r/A_{DB} = 0,67$ (для положення навпочіпки)— $0,70$ (для положення сидячи)— $0,77$ (для положення стоячи).

Теплообмін через випаровування

Втрата тепла через випаровування може відбуватися через шкіру (шляхом пасивної дифузії або потовиділення) і дихальну систему (шляхом дихання). У стаціонарних умовах на нього припадає від 10% до 25% загальної втрати тепла і залежить від таких факторів, як відносна вологість навколишнього середовища, температура повітря та шкіри, швидкість повітря та одяг. Під час спортивної діяльності терморегуляція залежить головним чином від втрати тепла через випаровування поту, і вона може досягати 90% від загальної втрати тепла. У водних видах спорту випаровування не можна розглядати як механізм теплообміну.

Теплообмін через випаровування можна розрахувати як

$$E = \alpha_v (P_{skH_2O} - P_{aH_2O}) A_v F_{pcl}, \quad (1.16)$$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

де α_b – коефіцієнт тепловіддачі при випаровуванні ($\text{Вт/м}^2 \text{ Па}$), $P_{\text{aH}_2\text{O}}$ – тиск водяної пари в середовищі (Па), $P_{\text{skH}_2\text{O}}$ – тиск водяної пари в насиченому повітрі при T_{sk} (Па), A_b – поверхня випаровування (м^2), F_{pcl} – коефіцієнт проникності одягу.

α_p можна розрахувати як

$$\alpha_b = k \alpha_k, \quad (1.17)$$

з $k = 16,7 \text{ К/Па}$

A_b можна обчислити як

$$A_b = (A_b / A_{\text{DB}}) A_{\text{DB}} = w A_{\text{DB}}, \quad (1.18)$$

де w — чутливість шкіри, фізіологічний індекс, що визначається як співвідношення між фактичною швидкістю потовиділення та максимальною швидкістю потовиділення, яка виникає, коли шкіра повністю волога. w може коливатися від 0,06, коли втрати тепла на випаровування спричинені лише пасивною дифузією, до 1, коли поверхня шкіри повністю волога.

1.3.2. Температура повітря в спортивному залі

Технічно не існує жодних правил щодо певної температури в тренажерному залі чи центрі дозвілля, відповідно до **Виконавчої служби охорони здоров'я та безпеки**. Але звичайне законодавство про охорону здоров'я та безпеки охоплює переважну більшість інших вимог щодо безпеки у спортзалі. З точки зору температури, хоча немає фіксованих правил для тренажерних залів і центрів дозвілля, ми можемо використовувати мінімальні вимоги до температури на робочому місці як оцінку того, що є комфортною температурою під час активності.

Згідно із затвердженим Кодексом практики, 16°C вважається базовим рівнем комфортної температури на робочому місці. Роботи, що вимагають «суворих фізичних зусиль», розміщують трохи нижче, при 13°C . Знову ж таки, це не є вимогою законодавства, але воно дає уявлення про оптимальну температуру для комфортної фізичної активності.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Sport England опублікував зручний посібник для місць для занять спортом і фітнес-центрів, в якому зазначено ідеальну температуру для клієнтів:

- Тренажерний зал – від 16°C до 18°C влітку, з «комфортним охолодженням» за потреби.
- У студіях – 18°C, допустиме невелике літнє підвищення.

Робоча температура часто використовується для оцінки теплового середовища, навіть якщо вона не враховується в шести основних параметрах і залежить від радіаційного і конвективного обмінів. Її можна розрахувати як:

$$t_{\text{пр}} = \frac{t_{\text{wz}} \cdot \alpha_{\text{к}} + t_{\text{р}} \cdot \alpha_{\text{р}}}{\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{р}}} \quad (1.19)$$

де: $\alpha_{\text{к}}$ = одинична конвективна провідність (Вт/м² К)

$\alpha_{\text{р}}$ = одинична радіаційна провідність (Вт/м² К)

t_{wz} = температура повітря (°C)

$t_{\text{р}}$ = середня температура випромінювання (°C)

Оскільки існують певні труднощі в оцінці робочої температури за допомогою цього рівняння, існують два спрощених вирази для її розрахунку. Перший забезпечує значення робочої температури, що залежить від відносної швидкості повітря за допомогою коефіцієнта A ,

$$t_o = A \cdot t_{\text{wz}} + (1 - A) \cdot t_{\text{р}} \quad (1.20)$$

де $A = 0.5$, коли відносна швидкість повітря менше 0,2 м/с, $A = 0.6$, коли відносна швидкість повітря становить від 0,2 до 0,6 м/с, і $A = 0.7$, коли відносна швидкість повітря становить від 0,6 до 1,0 м/с.

Другий вираз є середнім арифметичним значень двох температур, від яких залежить робоча температура

$$t_o = (t_{\text{wz}} + t_{\text{р}}) / 2 \quad (1.21)$$

1.3.3. Одяг

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Одяг на тілі людини діє як додатковий шар тепло- і вологостійкості. Він бере безпосередню участь у збалансуванні теплового балансу людини. У спортивному середовищі спортивні дисципліни зазвичай вирішують або традиційно формують певний спосіб одягу для спортсменів або гравців, а також залежить від характеристик самого виду спорту та середовища, де в нього грають.

Одяг у моделях теплового комфорту вважається теплоізоляційним шаром. ISO 9920:2007 детально описує методи оцінки теплоізоляції та паронепроникність комплекту одягу. На практиці величина ізоляції I_{clo} в clo наведено в таблицях, напр. ASHRAE 55, ASHRAE 62.1, ISO 7730:2005 прийнято для зручності. Ці значення індивідуальних комплектів також можна розрахувати за допомогою емпіричного рівняння (1.22), представленого в ISO 9920:2007, де властивості стандартизованих предметів одягу можна знайти в таблиці 4.

$$I_{cl} = 0.161 + 09.835 \sum I_{cl\ u} \quad (1.22)$$

де I_{cl} — теплоізоляційна здатність повного комплекту в clo , $I_{cl\ u}$ — теплоізоляційна здатність окремих предметів одягу в clo .

Таблиця 6

Тип одягу	Термічний опір	
	(m^2K)/Вт	clo
Без одягу	0	0
Легкий одяг (шорти, сорочка)	0,08	0,50
Одяг (сорочка, штани, шкарпетки і туфлі)	0,10	0,65
Нормальний робочий одяг	0,10	0,65
Легкий спортивний одяг із курткою	0,12-0,16	0,8-1,0
Теплий зимовий одяг, теплий светр	0,16	1,0
Громіздкий робочий одяг із білизною	0,20	1,25
Громіздкий робочий одяг із шкарпетками, черевиками, піджаком і курткою	0,21	1,30
Зимовий одяг з пальто	0,25-0,30	1,60-2,0

Коли людина потіє, виділена рідина вбирається тканиною до повного насичення. Поглинута рідина змінює теплоізоляційні та паронепроникні властивості предметів одягу, загалом збільшуючи втрати тепла та швидкість випаровування. Вплив відносного руху повітря на теплоізоляцію та паронепроникність ансамблів одягу можна врахувати за допомогою поправочного коефіцієнта. Метод корекції ISO 9920:2007 приймає швидкість повітря відносно людини та швидкість ходьби як два діючі фактори. Коефіцієнт поправки для людини, одягненої в звичайний або легкий одяг ($0,6 \text{ clo} < I_{cl} < 1,4 \text{ clo}$ або $1,2 \text{ clo} < I_T < 2,0 \text{ clo}$) представлений у рівнянні (1.23). Цей поправочний коефіцієнт слід використовувати для коригування загальної ізоляції I_T . Зворотний розрахунок необхідний, якщо потрібно отримати поправочний коефіцієнт для ізоляції одягу I_{cl} на основі співвідношення між загальною ізоляцією I_T , ізоляцією одягу I_{cl} , часткою площі одягу f_{cl} та ізоляцією повітря I_a .

$$\text{corr } I_T = \exp \left[-0.281 \times (v_{ar} - 0.15 + 0.044 \times (v_{ar} - 0.15)^2 - 0.492v_w + 0.176v_w^2) \right] \quad (1.23)$$

де $\text{corr } I_T$ — поправочний коефіцієнт для загальної ізоляції, v_{ar} — швидкість повітря відносно людини в м/с, від 0,15 м/с до 0,35 м/с, а v_w — швидкість ходьби в м/с, від 0 м/с до 1,2 м/с.

1.4. Параметри мікроклімату спортзалу при повітророзподілені у нестационарному режимі

Розвиток і вдосконалення систем вентиляції та кондиціонування повітря спрямовані на забезпечення комфортних параметрів мікроклімату приміщень з мінімальними можливими затратами, як капітальними так і експлуатаційними.

Дослідження показали, що забезпечення обмежених у часі періодичних відхилень параметрів мікроклімату, експериментальними швидкостями v_x і перепадами температур $\Delta t = t_x - t_e$ дає можливість забезпечити вимоги складного технологічного процесу, а з гігієнічного погляду – зменшити негативний вплив

монотонної праці на самопочуття людини і збільшити продуктивність праці [4].

Під динамічним мікрокліматом розуміють різні види можливої (або необхідної) зміни параметрів у часі, що триває від часток секунди (для турбулентної пульсації повітряних потоків) до доби або цілого періоду року. Динамічний мікроклімат можна охарактеризувати як поєднання параметрів, представлених середніми значеннями і величинами відхилень за визначений відрізок часу. Характерною особливістю динамічного мікроклімату є нормування часу відхилення параметрів або закон їхньої зміни в часі [5].

1.5. Розподіл повітря у вентилязованому спортзалі

Відповідно до вимог Санітарних норм, температуру повітря та швидкість його випуску з повітророзподільників систем вентиляції, повітряного опалення та кондиціонування слід визначати розрахунком таким чином, щоб у робочій зоні були забезпечені нормовані метеорологічні умови за найменших обсягів припливу та найменшої кількості повітря. Розрахунок розподілу повітря, згідно з діючими нормативними документами [1,2], базується на закономірностях турбулентних струменевих течій.

Роботи з яких почали розглядати, вплив розвитку аеродинаміки вентеляційно-опалювальних систем, у тому числі систем розподілу повітря, були дослідники Г.М.Абрамович, І.А.Шепелева, В.М.Талієва, в яких описується теорія вільних турбулентних струменів, що послугувало основою для розробки методу розрахунку повітророзподільних пристроїв. Першою роботою, яка встановила якісний зв'язок між параметрами в робочій зоні та на припливному повітрі, стали В.В.Батуріна та В.І.Ханжакова, вони дослідили картину течій повітря у приміщеннях, що вентелюються. Було встановлено, що циркуляція потоків повітря в приміщенні визначається насамперед припливними струменями і залежить від розмірів та розташування джерел їх утворення.

Дослідження про розподіл повітря під дією припливних струменів було показано в роботах В.Н. Бахарєва та В.М. Трояновського [12] Н.Н. Садовської [16] та О.Н. Тимофєєвої. Дослідження були проведені , як у лаборатоних умовах

					<i>КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА</i>	33
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Арк.</i>

так і натурних.

Бахарєв , Троянський та Тимофєєва у своїх роботах вивчали способи розподілення повітря у верхню та робочу зони приміщень. Визначили потрібну висоту подачі повітря над рівнем підлоги , яка залежить від висоти приміщення та зворотного потоку повітря. У дослідженнях не представилося можливим встановити досить точний зв'язок між параметрами припливного струменя і потоками повітря в приміщенні.

Дослідження Н.Н. Садовська показали, що струмина, яка розвивається у обмеженому просторі , у більшості випадках визначається площею поперечного перерізу моделі , а також те, що форма струменя вносить лише зміни в розташування циркуляційних кілець. В якості узагальнюючого параметра було прийнято відношення площі поперечного перерізу струменя($F_{стр}$), площі поперечного перерізу приміщення ($F_{пр}$).

1.6. Повітророзподілення струминами

Подача повітря потоками, що приходять в робочу зону вертикально (зображено на малюнку 1.3), є досить поширеним методом, який застосовують як у виробничих приміщеннях, так і в приміщеннях громадських будівель. Для реалізації такого методу подачі повітря використовують різні пристрої для розподілу повітря, що утворюють компактні, плоскі і віялові потоки (включаючи їх різноманітні варіанти - конічні і неповні віялові).

При випуску з подачі повітря через розташовані біля перекриття стінові решітки, повітроводи з поздовжньою щілиною (зображено на малюнку 1.3, а) або плафони (зображено на малюнку 1.3, б) утворюють компактні, неповні віялові, плоскі або віялові струмені, що настилаються на стелю, досягають протилежної стіни приміщення, розгортаються і, опускаючись вздовж стіни, потім вертикально надходять до робочої зони.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

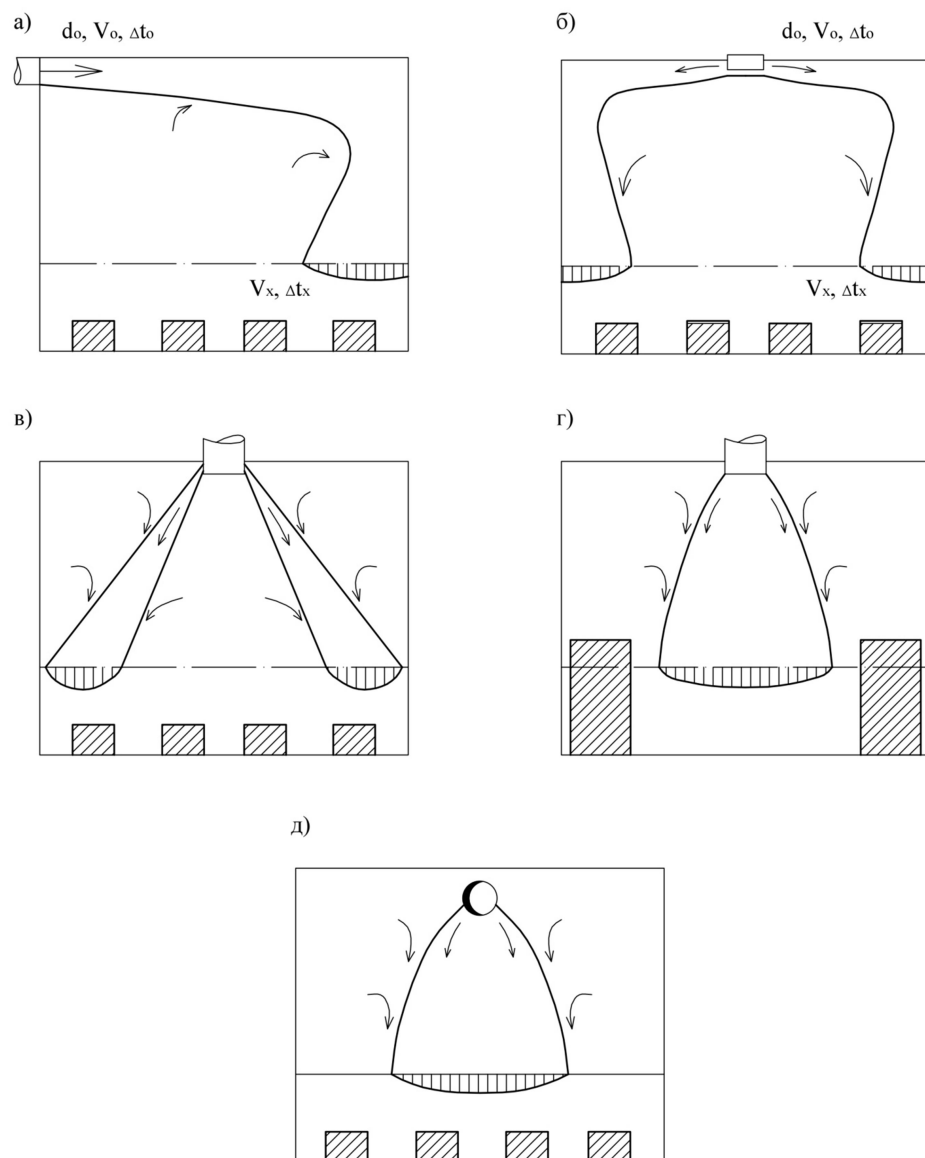


Рис.1.3 Подача повітря потоками, що поступають в робочу зону вертикально:

а - настилаються компактними та неповними віяловими потоками;

б - настилаються віяловими струминами;

в - незмикаємі конічні струмини;

г - змикаючі конічні струмини;

д - плоскі струмини через круглі повітророзподільники з перфорованою поверхнею.

Настилення на поверхні огорожень матеріалами вдається значно збільшити шлях руху потоку перед його надходженням в робочу зону порівняно з вертикальною подачею. Це дозволяє досягти кращого змішування повітря, що

подається з навколишнім.

При вертикальній подачі притоку повітря через стельові плафони, які встановлені на відривну роздачу (рис.1.3 в, г), утворюються компактні, конічні або плоскі потоки через круглі перфоровані повітроводи (рис.1.3 д), що прямують найкоротшим шляхом до робочої зони приміщення. Подача повітря струминами, які спрямовані вертикально в робочу зону, забезпечує найбільш рівномірний розподіл швидкостей і температур на площі робочої зони приміщення за умови дотримання відповідних співвідношень між площею потоку $F_{стр}$ і площею підлоги, яку обслуговує один повітророзподільник F_n . Коефіцієнт повітрообміну k_l при цьому способі подачі може бути як більшим, так і меншим за одиницю, залежно від розташування витяжних отворів.

При подачі повітря потоками, які надходять в робочу зону під кутом (рис.1.4). Потік припливного повітря рухається вздовж робочої зони, провітрюючи її. Цей метод розподілу повітря широко застосовується в сучасних будівлях з великими розмірами сітки колон. Для поставки повітря похилими потоками з висоти до 4-х метрів від підлоги (рис.1.4,а) використовують дво-і чотириструнні приколонні повітророзподільники, що формують компактні або неповні віялові потоки. При похиленій поставці та видаленні повітря з верхньої зони, як правило, коефіцієнт повітрообміну $k_l > 1$.

При подачі повітря горизонтальними струминами, затухаючими поза робочої зони (рис.1.5). При такій подачі повітря, що отримала назву "концентрованою", робоча зона омивається зворотним потоком. Розрізняють подачу повітря, яка не розподіляється рівномірно і яка розподіляється на поверхні стелі потоком. При цьому способі розподілу і видалення повітря з верхньої зони.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

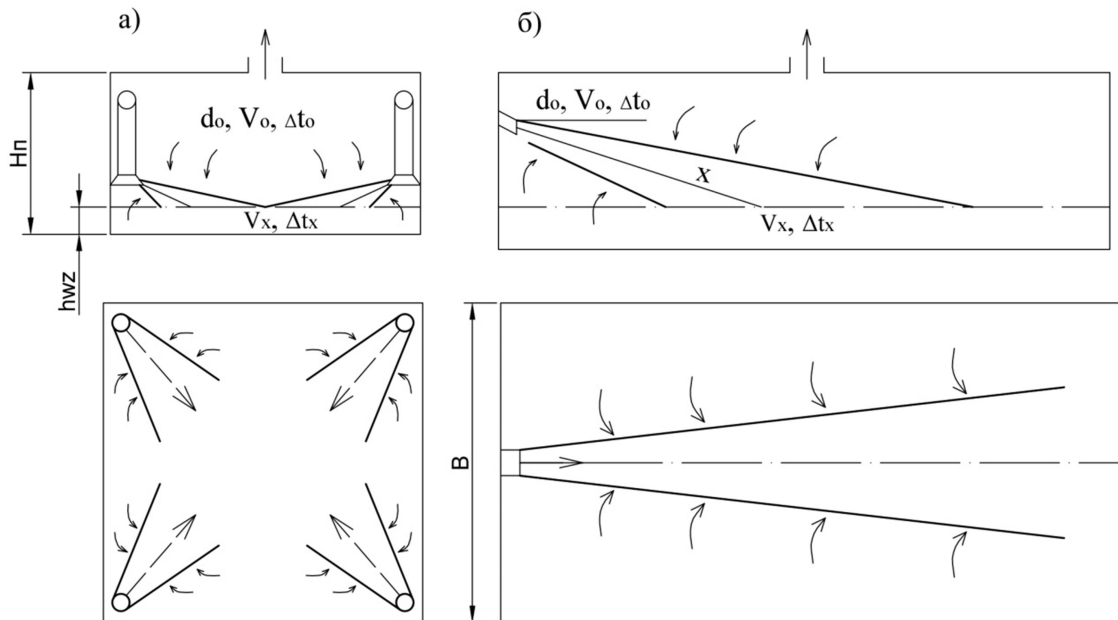


Рис.1.4. При подачі повітря потоками, які надходять в робочу зону під кутом:
 а - з висоти до 4-ьох метрів від підлоги; б - з висоти більше 4-ьох метрів.

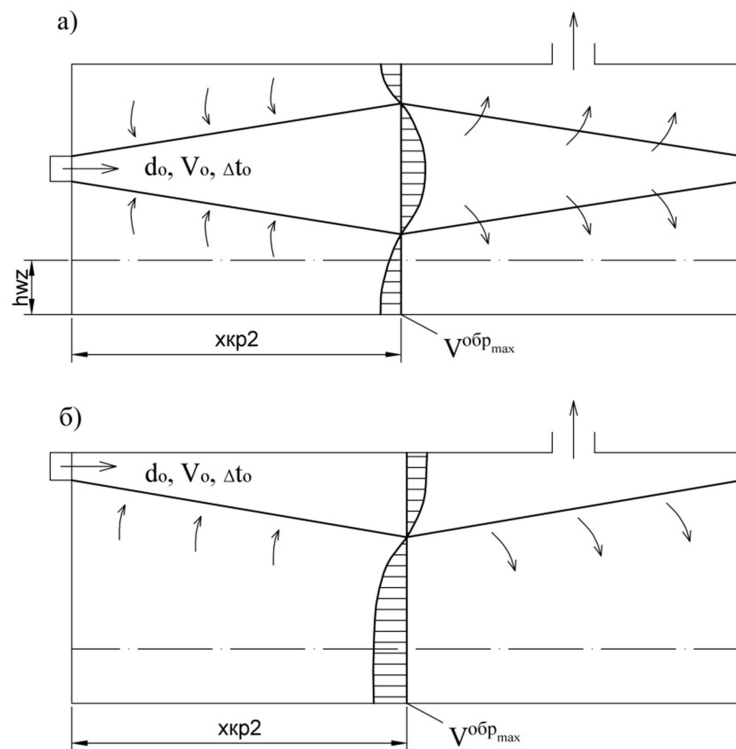


Рис.1.5. Подача повітря горизонтальними потоками, що затухають поза робочої зони (зосереджена подача):
 а - не настилаючими потоками; б - настилаючими на перекриття потоками.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Використання припливного повітря зменшується. Коефіцієнт повітрообміну може бути меншим за одиницю. Залежно від обраної схеми розподілу повітря відбираються відповідні конструкції розподільних пристроїв повітря. Конкретна конструкція має забезпечувати певні характеристики припливної струмини, які утворюються під час витікання з даного розподільника повітря.

1.7. Застосування повітророзподільників різного типу при нестационарному мікрокліматі.

Возняком О.Т., Сухоловою І.Є. та Миронюк Х.В. було розроблено, моделювання повітряного потоку для підвищення ефективності повітророзподілення закрученими та настільними струминами для забезпечення нормативних параметрів повітря у приміщеннях. Показано, що для досягнення максимальної ефективності повітророзподілення необхідно подавати повітря струминами, що інтенсивно затухають ще до входу в робочу зону. Моделювання потоку повітря було розроблено за допомогою програми CFD FLUENT (Ansys FLUENT).

Проведено розрахунок системи рівнянь за допомогою k-ε моделі турбулентності. Представлено подачу повітря в нестационарному режимі в системі кондиціонування повітря закрученою і настільною струминами, і визначено їхні параметри в певні проміжки часу.

Автори визначили, що при динамічному мікрокліматі можливими є зменшення затрат на систему кондиціонування або вентиляції. Показано, що організм людини сприятливо реагує на короткотривалі відхилення від нормованих параметрів повітряного середовища.

Під динамічним мікрокліматом розуміють різні види можливої (або необхідної) зміни параметрів у часі, що триває від часток секунди (для турбулентної пульсації повітряних потоків) до доби або цілого періоду року. Динамічний мікроклімат можна охарактеризувати як поєднання параметрів, представлених середніми значеннями і величинами відхилень за визначений відрізок часу. Характерною особливістю динамічного мікроклімату є нормування

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

часу відхилення параметрів або закон їхньої зміни в часі [5].

Основним завданням системи зі змінною витратою є використання витрати повітря в системі, чи її частині, як основного впливу з метою раціонального використання енергозатрат і капіталовкладень. Змінність витрати повітря є найважливішою ознакою системи із змінною витратою, тобто таким чином створюється нестационарний режим повітророзподілення. Інші параметри так не впливають на систему, умови її проектування і роботи. Витрата повітря істотно впливає на вибір обладнання.

Метою роботи було дослідити характер розповсюдження повітряного потоку, утвореного закрученою і настильною струминами, визначити та оптимізувати взаємозв'язок між геометричними характеристиками повітророзподільника та інтенсивністю затухання швидкості повітряного потоку, а також визначити динамічні параметри струмини при її витіканні в нестационарному режимі із створенням динамічного мікроклімату в приміщенні.

В даній статті показали експериментальні дослідження проводились за таких умов:

- струмини ізотермічні;
- початкова швидкість повітря в припливних насадках перебувала в межах: $V = 5 - 15$ м/с.
- період зміни швидкості: $T = 16$ хв.;
- витрата повітря: $L = 200 - 500$ м³/ год.

Швидкість повітря вимірювалась за допомогою термоелектроанемометром testo-405 з координатною сіткою 5×5 см.

В цій статті в перше було проведено комплексне 4D числове моделювання потоку повітря в приміщенні у змінному режимі. При цьому розроблено метод визначення динамічної зміни розподілу швидкостей струмини залежно і від часу, і координат одночасно, в комплексі. Тому автори запропонували для вирішення цієї комплексної задачі зобразити графік залежності початкової та осьової швидкості від координати та від часу спільно з двома осями абсцис: O_x –

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

координата і O_t – час . Епюри швидкостей залежно від часу фіксували з певним його кроком, починаючи з точки А, (початок періоду коливань швидкості) і завершуючи точкою Q (закінчення періоду коливань швидкості). Точки А, В, С і т.д. позначені з кроком часу в $1/16$ періоду Т. Їм відповідає кінематичний ряд динамічної зміни розподілу швидкостей тривалістю у півперіоду – від точки А до точки І .

Значення осьової швидкості при різних координатах залежно від часу показали в “стоп-кадрах” кінематичного ряду. Числове моделювання проводилось за допомогою к-ε моделі турбулентності.

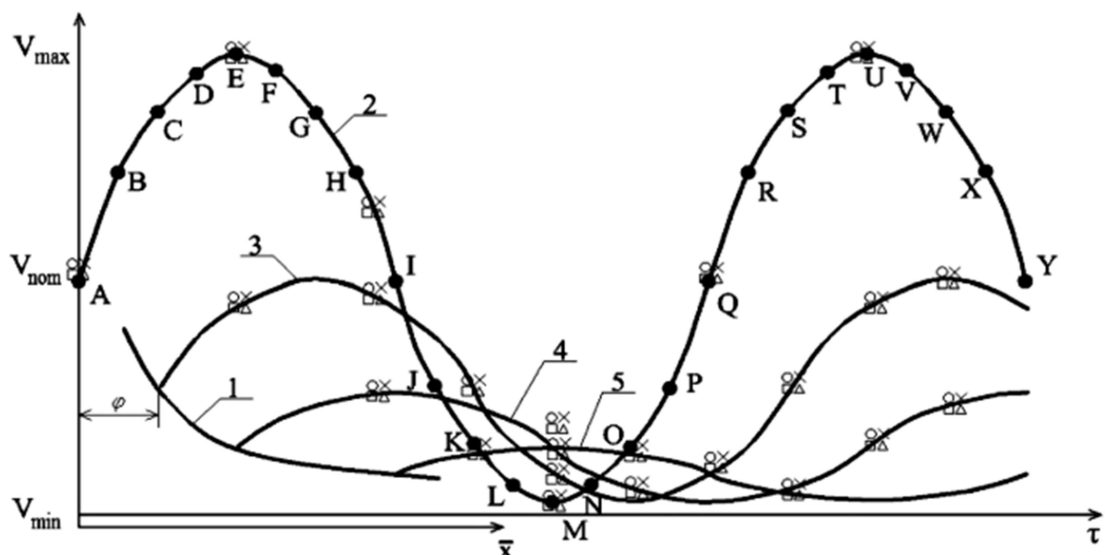


Рис. 1. Результати досліджень: 1 – залежність швидкості від координати при стаціонарному режимі; 2, 3, 4, 5 – залежності швидкості від часу при різних координатах (нестационарний режим)

В цій статті також розглянули енергетичну оцінку системи кондиціонування повітря.

Моделювання потоку повітря виконувалось за допомогою програми CFD FLUENT (Ansys FLUENT). Під час моделювання у цій програмі було прийнято такі додаткові умови:

- внутрішнє повітря є нестискуваним, а рух потоку повітря – нестационарним;
- тепловіддача від внутрішніх поверхонь не враховувалась;

– припливне повітря подавалось повітророзподільником із утворенням закрученої і настильної струмин;

– припливний повітророзподільник встановлено на висоті 3 м.

Повний період коливань швидкості завершується у точці Q. Максимум початкової швидкості при витіканні струмини у змінному режимі перебуває у точці E, її номінальні значення – в точках A, I та Q, а мінімум – у точці M, що узгоджується з відповідними “стоп-кадрами” кінематичного ряду. Як бачимо з рис.1, точка R на другому періоді гармонічних коливань початкової швидкості виходу припливної струмини з повітророздавального пристрою відповідає точці B на першому періоді коливань.

Порівнюючи динамічні зміни епюр швидкостей при різному куту нахилу закручувальних пластин при числовому моделюванні за допомогою $k - \varepsilon$ моделі турбулентності, результати задовільні по закрученій, і по настильній струміні.

На основі отриманих даних, можна зробити такі висновки: при запропонованих повітророзподільників, для створення та забезпечення динамічного мікроклімату доцільно зменшити кількість припливного повітря системою вентиляції при дотриманні нормативних вимог.

Спостерігаючи за суттєвим збільшенням швидкостей на закручувальних пластинах, що підтверджує про турбулізацію повітряного потоку при потраплянні на них. Авторами було визначено та оптимізовано геометричні та витратні характеристики повітророзподільника з утворенням закрученої і настильної струмин. Щоб досягнути підвищення інтенсивності затухання швидкості руху потоку повітря \bar{V} необхідно зменшити кут нахилу закручувальних пластин та застосувати ефект настилання.

Застосування повітророзподільників з утворенням закрученої і настильної струмин дасть змогу значно підвищити критерій ADPI [2] при подачі у приміщення значної кількості повітря, необхідної для забезпечення санітарно-гігієнічних параметрів мікроклімату приміщень та технологічності виробничих

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

процесів, що відбуваються в цих приміщеннях; При застосуванні повітророзподілу в нестационарному режимі можна досягнути економії холоду, яка визначається початковою швидкістю виходу припливної струмини V_0 та амплітудою її коливань

1.8. Підлога по принципу NBA та телескопічні трибуни

Постійний розвиток баскетболу та зростаючий інтерес з боку громадськості спричинили збільшення уваги до всіх аспектів, залучених до цього виду спорту, що, як наслідок, спонукало спортсменів тренуватися та тренуватися з більшою регулярністю, не в останню чергу через зростання кількості вимогливих змагань. Велике фізичне навантаження, якому піддаються гравці, часто є причиною нещасних випадків і травм. Тому важливо приділяти особливу увагу запобіганню нещасним випадкам, і першим кроком у цьому напрямку є покращення якості всього обладнання, що використовується на баскетбольних майданчиках, зокрема обладнання, з яким спортсмени безпосередньо контактують, наприклад підлоги та корзини. .

Тому ФІБА разом зі своїм Навчальним центром вирішили постійно стежити за еволюцією гри з точки зору матеріалів та обладнання, виробленого спеціалізованими компаніями, з метою захисту безпеки гравців, сприяючи вдосконаленню матеріалів.

Відповідно до цих принципів ФІБА вивчила та схвалила спеціальні правила, які встановлюють розміри та характеристики обладнання та покриття корту, придатного для офіційних заходів, як для чоловіків, так і для жінок.

Положення, що містяться в Офіційних правилах баскетболу, повинні повністю дотримуватися всіма сторонами, які безпосередньо беруть участь у грі, включаючи виробників баскетбольного обладнання, місцевих організаторів і ФІБА, з метою реалізації програми затвердження обладнання та встановлення національного та міжнародного стандарту.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Нижче наведено деякі витяги з Офіційних правил баскетболу з переліком усього обладнання, необхідного для гри в баскетбол, разом із вимогами ФІБА для різних рівнів змагань, як зазначено в Регламенті:

Змагання поділяються на три рівні:

- Змагання високого рівня (1 рівень):

Основні офіційні змагання ФІБА, як визначено в ст. 1.1.1 Внутрішнього регламенту ФІБА, що регулює проведення змагань ФІБА.

Об'єкти та обладнання, необхідні для наступних основних офіційних змагань ФІБА, підлягають затвердженню ФІБА (рівні 1 і 2): Олімпійські турніри; Чемпіонат світу серед чоловіків, жінок, U-19 та U-17; Чемпіонат зони серед чоловіків та жінок.

Все обладнання на цих змаганнях повинно бути схвалене ФІБА та містити логотип Навчального центру ФІБА на затвердженому ФІБА макеті.

- Змагання середнього рівня (2 рівень):

Усі інші офіційні змагання ФІБА, як визначено в ст. 1.1.2 та 1.1.3 Внутрішнього регламенту ФІБА, що регулює проведення змагань ФІБА та змагань високого рівня національних федерацій.

- Інші змагання (рівень 3):

Усі інші конкурси, не включені до вищезазначених.

1.8.1. Гральна підлога

Ігрова підлога є одним із найважливіших компонентів спортивної споруди не лише тому, що вона забезпечує сцену для розваг, але й через роль, яку вона відіграє в причині та/або запобіганні травм гравців, а також через те, що вона впливає на їх виконання. Неправильний або дефектний настил часто є основною причиною травм щиколоток, колін тощо гравців; З цієї причини міжнародні спортивні федерації, і зокрема ФІБА, виявили великий інтерес до досліджень біомеханіки та безпеки спортсменів, сприяючи складанню набору правил, які визнаються більшістю країн.

Вибір підлогового покриття базується на трьох основних аспектах:

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

- Фінансовий
- Технічні
- Спортивна функціональність

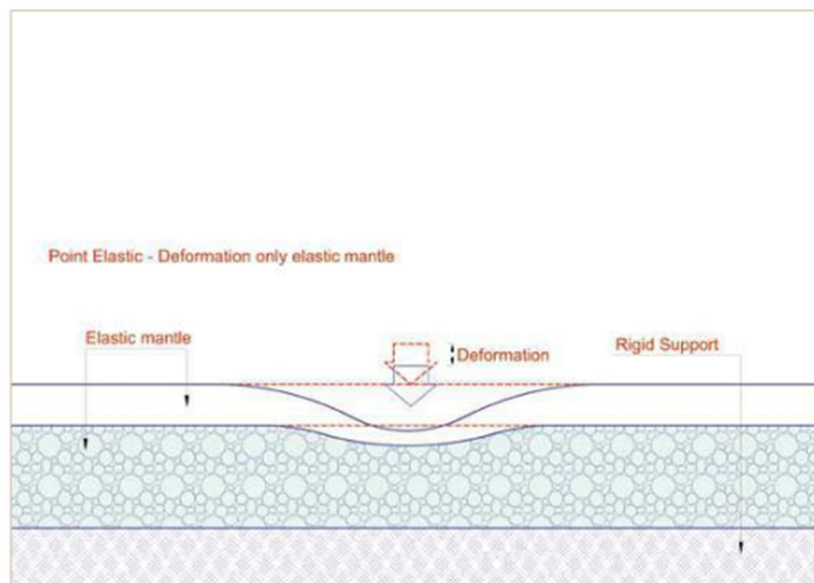


Рис.1.6 Характеристика спортивних підлог при деформації пружної конструкції

1. Фінансовий аспект

З фінансової точки зору важливо пам'ятати, що спортивна підлога має значний вплив на загальну вартість спортивної споруди. З точки зору вартості, слід звернути увагу на такі фактори, які можуть вплинути на остаточний вибір підлогового покриття:

а) Повна вартість підлоги та основи підлоги: вона може змінюватися залежно від умов, що склалися;

б) Вартість ігрової поверхні: вона може суттєво відрізнятись залежно від якості матеріалу, оскільки загальна вартість включає вартість поверхневого шару та будь-якої підструктури або додаткових робіт, необхідних, таких як опори та кріплення для обладнання, табло тощо;

с) Вартість технічного обслуговування: необхідно передбачити та оцінити для всіх типів підлог. Необхідно також передбачити додаткові витрати на технічне обслуговування для додаткового захисту підлоги, якщо приміщення також використовується для громадських заходів. У цьому випадку керівництво

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

має розглянути можливість встановлення знімного настилу або поставки спеціального килимка для покриття підлоги.

d) Час використання: ступінь використання підлоги, як передбачається керівництвом, враховуючи, що багатофункціональна підлога означає, що конструкцію можна використовувати постійно. На цей фактор впливає середній термін служби всієї системи підлогового покриття, який сам по собі залежить від типу та зносу вибраного матеріалу.

2. Технічний аспект

Детальні технічні характеристики матеріалу та умови монтажу можна визначити на етапі планування, виходячи з основного використання та багатофункціональності підлоги. Щоб переконатися, що вимоги проекту виконуються, на етапі виконання важливо зв'язатися з компаніями, які мають досвід роботи в цьому секторі.

3. Аспект спортивної функціональності

Щоб зберегти спортивну функціональність і гарантувати можливість виконання спортивних програм, підлогове покриття має бути сертифіковане як придатне для використання в запланованих змаганнях.

Характеристики спортивних підлог

Характеристики спортивної підлоги дуже відрізняються залежно від виду спорту, яким займаються; Якість підлогового покриття в основному залежить від того, для яких цілей буде використовуватися зал. Параметри, що застосовуються до всіх типів підлоги, щоб відповідати принципам, наведеним вище, такі:

· Еластичність

Еластичність є фундаментальною властивістю, за допомогою якої підлоги можуть пружно зменшувати силу удару тіла під час стрибків і бігу, забезпечуючи тим самим відчуття комфорту для гравців. Оптимальні значення еластичності забезпечують швидку дію і зниження м'язової напруги, тоді як надмірні значення еластичності призводять до уповільнення дії. Занадто тверда підлога призводить до швидкої втоми м'язів, що підвищує ризик пошкодження зв'язок. Існує два види еластичності: точкова еластичність і площинна еластичність.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Точкова еластичність - це еластичність матеріалів, з яких складається накладне покриття. Ці матеріали, як правило, є синтетичними, м'якими та гнучкими поверхнями, які забезпечують амортизацію та майже не повертають енергію удару. Значення точкової еластичності має бути однаковим для всієї підлоги, тому, коли йдеться про синтетичні поверхні, матеріали повинні мати однакову товщину та створювати однорідний шар. (Рисунок 1.6.). Еластичність за площею — це еластичність можливої основи (підлоги), яка зазвичай складається з мережі дерев'яних балок, що створює жорсткий, але гнучкий шар, який забезпечує віддачу енергії, але незначну амортизацію. Необхідно уникати надмірного прогину, а пружність повинна бути постійною по всій поверхні (наприклад, пружність повинна мати однакове значення на балках і в області між балками) (Рисунок 1.7).

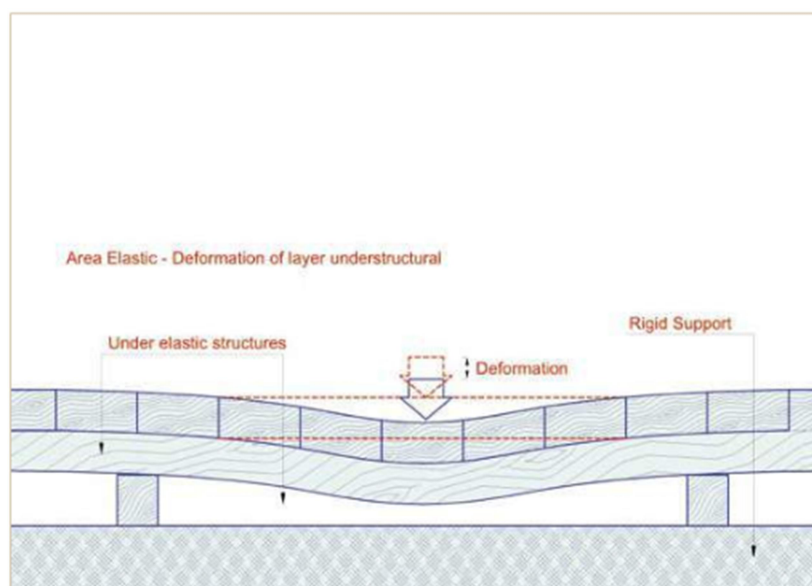


Рис. 1.7. Характеристики спортивних підлог - при пружній деформації конструкції

- Однорідність

Поверхня ігрової зони має бути ідеально рівною, оскільки нерівності можуть спричинити нерівномірний відскок м'яча та заважати заняттям швидкими видами спорту. Насправді, якщо відчуття стопи поверхнева хвилястість, вона може рухатися менш надійно, перешкоджаючи продуктивності.

- Амортизуючі властивості

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Амортизація - це нееластична здатність поглинати удар сили тіла, обумовлені внутрішньою в'язкістю матеріалів. Це вимірює силу удару, яку поглинає підлога, на відміну від повернення енергетичної сили спортсмену. Чим більше енергії удару поглинає підлога, тим менше удару повинен поглинати спортсмен, що забезпечує більший комфорт для ніг. Таким чином, цей параметр забезпечує максимальний комфорт для стопи. Надмірний рівень амортизації може ускладнити спортивні дії.

- Деформація

Здатність до прогинання залежить від пружності, в'язкості та товщина пружного шару і визначає загальну деформацію підлоги під дією динамічного навантаження. Надмірне значення знижує безпеку під час опускання стопи, збільшуючи ризик розтягнення.

- Поверхнєве тертя

Поверхнєве тертя є надзвичайно важливим і має оптимальні значення, які відрізняються залежно від різних видів спорту. У бігу, наприклад, потрібне максимальне прилягання стопи до підлоги, тоді як у тенісі потрібне контрольоване ковзання. У будь-якому випадку, проте, стопа повинна легко обертатися на точці опори без блокування або ризику розтягнення. Для покращення поверхневого тертя на поверхні нанесено тиснення синтетичними матеріалами (рисунки 1.8 – 1.9).

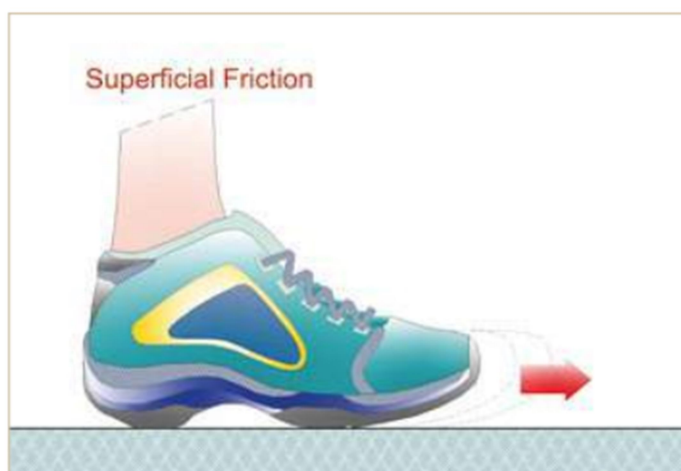


Рис. 1.8. Характеристики спортивних підлог - поверхнєве тертя

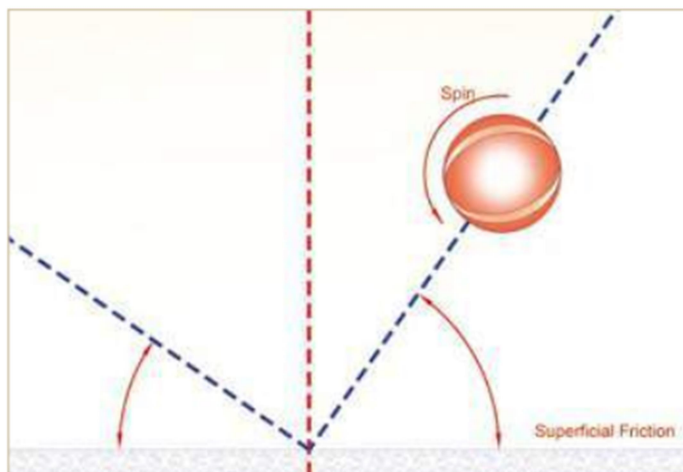


Рис. 1.9. Характеристики спортивних підлог - поверхнєве тертя

· Відбій м'яча

Відскок м'яча є дуже важливим фактором у спортивних змаганнях з м'ячем. Відскік повинен бути рівномірним і рівномірним по всій поверхні. Більше того, підлогове покриття не повинно поглинати відскок до такої міри, щоб на ньому було неможливо проводити регулярні змагання. Правила Міжнародної федерації баскетболу передбачають, що висота відскоку м'яча, впущеного на ігрову поверхню з висоти 1,80 м, повинна становити не менше 90% висоти відскоку при падінні на цементну поверхню (1,20-1,40 м) (рисунок 1.8.5.).

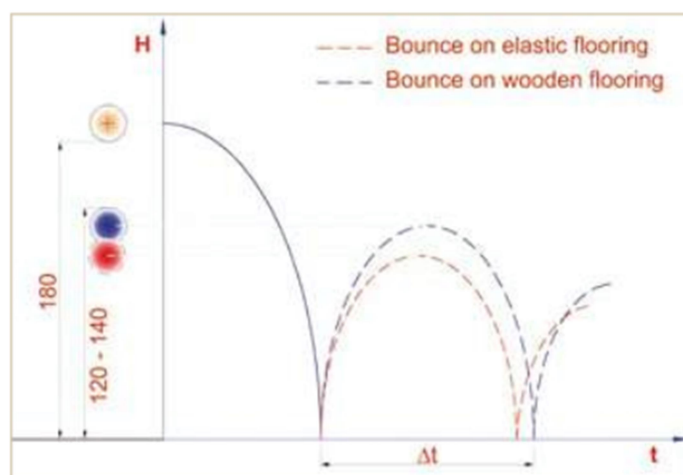


Рис. 1.10. Характеристики спортивних підлог - тест на відскок м'яча

· Колір

Колір ігрової зони повинен бути тьмяним, але не темним (з коефіцієнтом відбиття світла в діапазоні від 0,25 до 0,50), щоб сліди на ігровому майданчику були добре помітні.

- Теплоізоляція

Теплоізоляція важлива, коли ігрова зона переважно використовується для вправ на підлозі, оскільки вона підвищує комфорт і сприяє зниженню споживання енергії (підлога є основною причиною втрати тепла).

- Акустична ізоляція

Акустична ізоляція є основним параметром спортивних залів. Хоча акустичні характеристики залежать від усього оточення залу, сама підлога не повинна викликати надмірної вібрації в результаті бігу, стрибків або підстрибування м'яча. Підлоги, побудовані на еластичних основах, зокрема, вимагають відповідного рішення для забезпечення необхідної акустичної ізоляції (використання глухого матеріалу).

- Безпека

Окрім вищезазначених вимог, підлоги також повинні відповідати стандартам безпеки, а отже бути вогнестійкими (EN 13501) і не виділяти токсичних речовин. Дерев'яні поверхні повинні бути без осколків.

Важливим фактором є загальний опір підлоги, який визначає стаціонарні та рухомі навантаження, які підлога може витримати без ризику остаточної деформації; навантаження включають спортивне обладнання, інше обладнання, телескопічні трибуни, прибиральні машини та будівельні ліси.

1.8.2. Вимоги до підлоги для баскетболу

Після публікації цього Посібника всі підлогові матеріали або системи, призначені для монтажу, повинні відповідати, відповідно до рівня конкуренції, вимогам, викладеним в останньому

Офіційні правила баскетболу - Баскетбольне обладнання, а саме:

Поверхня ігрової підлоги повинна бути виготовлена з:

- Постійний дерев'яний настил (1 і 2 рівні);
- Постійне синтетичне покриття (2 і 3 рівні);
- Мобільний синтетичний паркет (2 і 3 рівні).

Ігровий майданчик повинен:

					<i>КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА</i>	49
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		Арк.

· Мінімальна довжина 32 м (28 м + 4 м по периметру) і мінімальна ширина 19 м (15 м + 4 м по периметру);

· Мати антиблікову поверхню.

Для рівня 1 і 2, постійної дерев'яної підлоги та синтетичної підлоги, слід враховувати такі параметри:

· Спортивні функціональні вимоги:

- Зниження сили (амортизація)

- Вертикальна деформація

- Поведінка вертикального м'яча

- Площа прогину

- Ковзаючі властивості

Вимоги до вищезазначених властивостей мають бути виконані в кожній точці тестування системи.

· Вимоги до однорідності:

- Зменшення сили

- Вертикальна деформація

- Поведінка вертикального м'яча

NB: Норми та результати дивіться в останньому виданні Офіційних правил баскетболу та баскетбольного обладнання. До цього дня Навчальний центр FIBA покладається в основному на тести, проведені відповідно до DIN 18032-2 та EN 14904

Для рівня 1 і 2, переносна дерев'яна підлога, враховуються такі параметри:

· Спортивно функціональні вимоги:

- Зменшення сили (амортизація)

- Вертикальна деформація

- Поведінка вертикального м'яча

- Ковзаючі властивості

Вимоги до вищевказаних властивостей повинні бути виконані на кожній точці тестування системи.

· Вимоги до однорідності:

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

- Зменшення сили
- Вертикальна деформація
- Поведінка вертикального м'яча

NB: Норми та результати дивіться в останньому виданні Офіційних правил баскетболу та баскетбольного обладнання. До цього дня Навчальний центр FIBA покладається в основному на тести, проведені відповідно до DIN 18032-2 та EN 14904.

1.8.3. Телескопічні трибуни

Зона для трибун повинна забезпечувати легкий доступ для публіки, циркуляцію глядачів у різних секторах, видимість всього майданчика, доступ до туалетів і безперешкодний вихід із центрального залу. Розмір цієї зони може змінюватися відповідно до передбачуваної кількості глядачів і на основі таких критеріїв:

- Максимальна місткість трибун розраховується на основі сумарної довжини рядів у метрах, поділеної на 0,48 м (мінімальний простір, який займає глядач);
- Сходишки, що ведуть до різних секторів, мають бути щонайменше 1,20 м завширшки і повинні обслуговувати не більше 20 місць з кожного боку та ряду;
- Сходишка кожного ряду сидінь повинна мати проступь принаймні 0,60 м і підніжку від 0,40 м до 0,50 м залежно від кривої видимості, форми та планування приміщення.

Трибуни повинні бути легкодоступними та відповідати тим же стандартам щодо шляхів доступу, коридорів і дверей, що відносяться до входу в зали. Точніше, шляхи, які відводять глядачів до різних секторів, мають бути прямими; сходишки, що ведуть до рядів у кожному секторі, мають бути прямокутними, з підступом не більше 0,25 м і проступом не менше 0,23 м; співвідношення протектора/підйому має бути не менше 1,3. Зміна ухилу між двома послідовними секторами трибуни дозволяється, якщо між двома ярусами є прохід; трап повинен мати таку саму ширину, що й сходишки, глибиною не менше 1,20 м і відповідати обмеженням розміру сходишків і співвідношенню проступи/підступу.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Збірні та телескопічні трибуни (Рис.1.8.6.а-б-в)

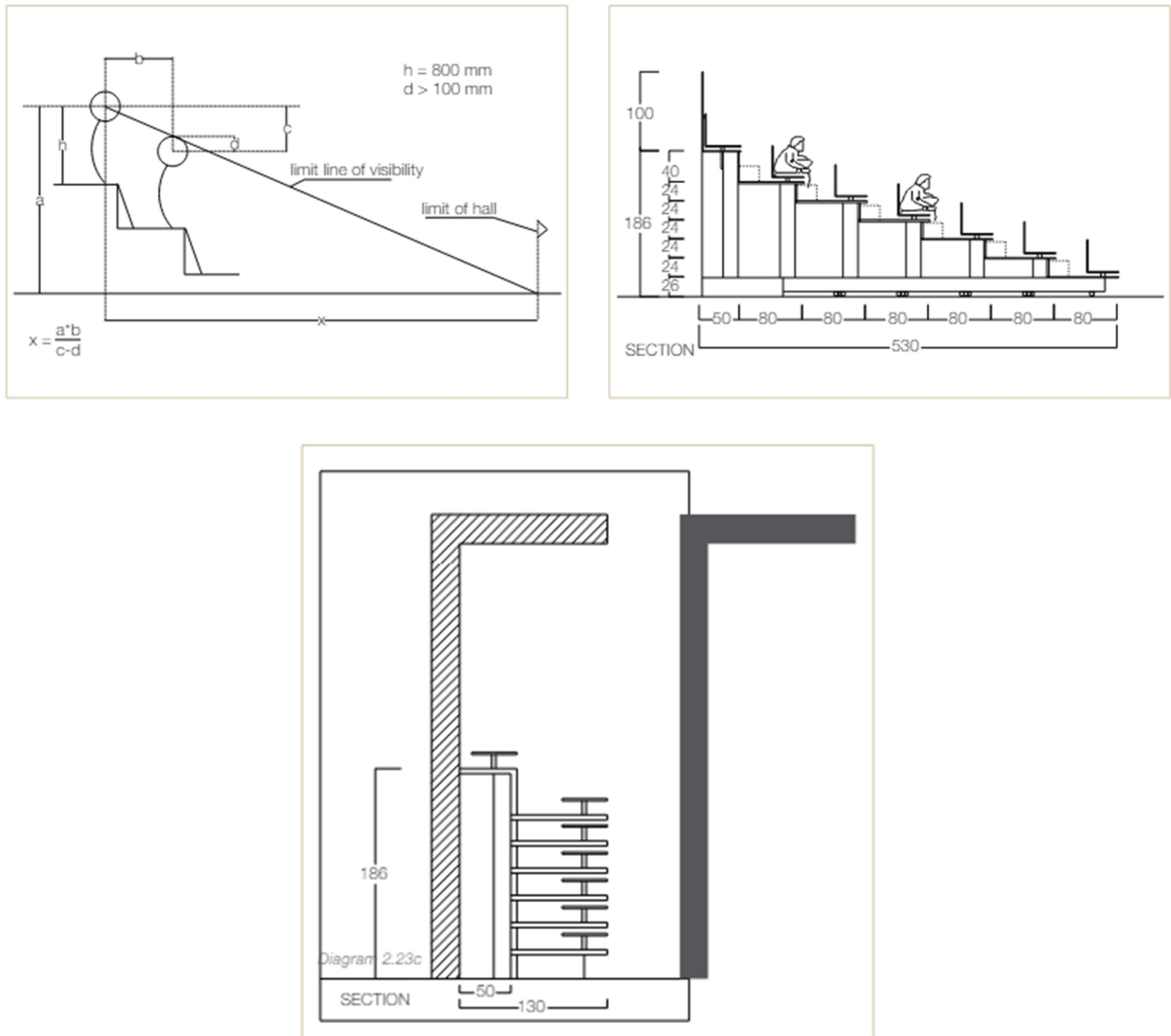


Рис.1.11. (а,б,в) трибуни збірні та телескопічні

Щоб забезпечити оптимальне використання трибун, вони повинні розташовуватися поряд з баскетбольним майданчиком і бути збірними або, ще краще, телескопічними.

Обидва типи трибун дозволяють швидко складати та розбирати, однак телескопічний тип має більше переваг, оскільки його можна котити вручну (на колесах) або за допомогою електроніки (за допомогою дистанційного керування).

Використання телескопічних трибун дозволяє також використовувати ігрову зону для занять спортом, які вимагають більше місця, або для розважальних заходів, які вимагають особливої уваги до безпеки. Крім того, при

більшій ігровій зоні мобільні перегородки можна використовувати для поділу зони на два або більше баскетбольних майданчиків для тренувань.

					<i>КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА</i>	53
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Арк.</i>

Розділ 2

Інженерні рішення

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

2. Вихідні дані для проектування

Об'єктом проектування являється фізкультурно-спортивний комплекс «Олімп» розташований у місті Південне. За призначенням (фск є базою підготовки та проведення офіційних змагань чемпіонів України чоловічої та жіночої, баскетбольної, волейбольної та гандбольної команд заводського клубу «Хімік».) він відноситься до спортивних споруд. Діяльність об'єкту характеризується вираженою добовою та сезонною нерівномірністю.

Спортивний корпус виконаний у сталевому каркасі, що дозволило під основною залом розмістити тренувальні спортивні зали та центр з басейном. Під універсальним залом розміщено два тренувальні зали та блок приміщень для спортсменів: роздягальні, душові, масажні кабінети, приміщення для лікарів та адміністрації. Тильну частину будівлі займає відновлювальний комплекс із басейном та парними лазнями різноманітних видів. На першому поверсі знаходиться багаторівневий вестибюль з касами та кафе-баром, розміщений у вигляді атриуму.

Універсальний зал розміром 42 на 48 метрів, розрахований на 1500 глядачів, розташований на третьому поверсі головного корпусу і обладнаний трибунами, що трансформуються.

Об'єм універсального залу – 14 515,2 м³. Розрахункова кількість людей у ньому – 1500 відвідувачів та персоналу.

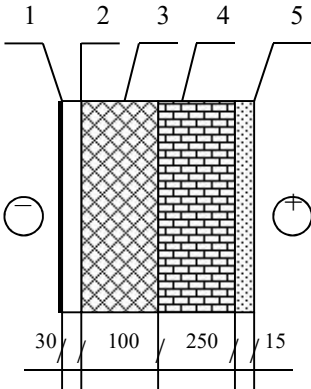
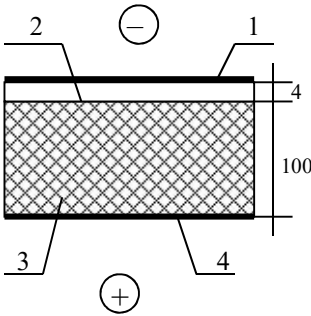
2.1. Розрахунок системи опалення

2.1.1 Визначення коефіцієнтів опору теплопередачі зовнішніх огорож.

Зовнішні огорожі фізкультурно-спортивного комплексу виконані з урахуванням застосування конструкцій, що відповідають умовам теплозахисту, визначеними нормативними документами, що діють.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Таблиця 2.1

№ п.п.	Найменування зовнішньої огорожувальної конструкції	Нормативний коефіцієнт опору теплопередачі $R^H, \text{м}^2\text{°C/Вт}$	Проектована конструкція огорожі	Розрахунковий коефіцієнт опору теплопередачі $R^Ф, \text{м}^2\text{°C/Вт}$
1	2	3	4	5
1	Зовнішня стіна 	1,9	1. Керамічна плитка (на навісному металевому каркасі) $\delta_1=0,11\text{м}$ 2. Вентильований повітряний прошарок. 3. Утеплювач – жорсткі мінераловатні плити WENTIROCK $\delta_3=0,1\text{м}$ $\lambda_3=0,035\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$ $R_3=2,5\text{м}^2\text{°C/Вт}$ 4. Кладка з повнотілої керамічної цегли $\delta_4=0,25\text{м}$ $\lambda_4=0,70\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$ $R_4=0,357\text{м}^2\text{°C/Вт}$ 5. Цементно-піщана штукатурка $\delta_5=0,015\text{м}$ $\lambda_5=0,76\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$ $R_5=0,02\text{м}^2\text{°C/Вт}$ $R^Ф=1/\alpha_H+R_3+R_4+R_5+1/\alpha_B$ $R^Ф=0,043+2,5+0,357+0,02+0,115$	3,03
2	Перекриття 	2,4	1. Алюмінієвий покрівельний лист $\delta_1=0,001\text{м}$ $\lambda_1=221\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$ $R_1=4,5\cdot 10^{-6}\text{м}^2\text{°C/Вт}$ 2. Гідроізоляційний шар $\delta_2=0,004\text{м}$ $\lambda_2=0,27\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$ $R_2=0,015\text{м}^2\text{°C/Вт}$ 3. Утеплювач –Foamglas $\delta_3=0,1\text{м}$ $\lambda_3=0,042\text{Вт/м}^{\circ}\text{C}$ $R_3=2,38\text{м}^2\text{°C/Вт}$ 4. Несучий перфорований профнастил із заповненням гофр звукопоглинаючою мінеральною ватою. $\delta_4=0,001\text{м}$ $R_4=0,06\text{м}^2\text{°C/Вт}$ $R^Ф=1/\alpha_H+R_2+R_3+R_4+1/\alpha_B$ $R^Ф=0,043+0,015+2,38+0,06+0,115$	2,51
3	Вікна	0,42	Двокамерний склопакет	0,5

2.1.2. Перевірка зовнішньої конструкції на конденсацію вологи.

Температура на зовнішній поверхні огороження повинна бути вищою за температуру точки роси (τ_p), яка для приміщень спортзалів (крім "мокрих") при $t_b = +18^\circ\text{C}$ і відносної вологості повітря $\phi = 55\%$, відповідно до I-d діаграми дорівнюватиме $8,8^\circ\text{C}$.

Температура на внутрішній поверхні зовнішньої огорожі дорівнюватиме:

$$\tau_{en} = t_e - \frac{t_e - t_n}{R_{огр}} \times R_e \quad \tau_{en} \geq \tau_p$$

де:

τ_{en} – температура внутрішньої поверхні огорожі;

t_e – температура внутрішнього повітря;

t_n – температура зовнішнього повітря взимку;

$R_{огр}$ – коефіцієнт опору теплопередачі зовнішніх конструкцій;

R_e – коефіцієнт опору теплостримування.

Зовнішня стіна.

$$\tau_{en} = 18 - \frac{18 + 18}{3,03} \times 0,1149 = 16,6^\circ\text{C}, \text{ що більше ніж } 8,8^\circ\text{C}$$

Покриття

$$\tau_{en} = 18 - \frac{18 + 18}{2,61} \times 0,1149 = 16,35^\circ\text{C}, \text{ що більше ніж } 8,8^\circ\text{C}$$

Таким чином, всі конструкції зовнішніх огорож забезпечують захист від конденсації на внутрішній поверхні.

2.1.3. Розрахунок тепловтрат

Розрахункові теплові втрати приміщення за рахунок теплопередачі через будівельні огороження $\Phi_{T,i}$, Вт, слід обчислювати за формулою, що наведена нижче і включає основні можливі варіанти влаштування приміщення

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

$$\Phi_{T,i} = (N_{T,ie} + N_{T,iuc} + N_{T,ig} + N_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \text{ Вт}$$

де: $N_{T,i}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення назовні, Вт/°С; $N_{T,iuc}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат опалювального приміщення через неопалювальне приміщення назовні, Вт/°С; $N_{T,ig}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення у землю (грунт), Вт/°С; $N_{T,ij}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат опалювального приміщення через огорожувальну конструкцію до суміжного опалювального приміщення із іншою розрахунковою температурою, Вт/°С.

Проектне теплове навантаження опалення приміщення визначають за формулою

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i}, \text{ Вт}$$

де: $\Phi_{T,i}$ – трансмісійні тепловтрати через огорожувальні конструкції приміщення, Вт; $\Phi_{V,i}$ – вентиляційні тепловтрати на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить до приміщення, Вт; $\Phi_{RH,i}$ – додаткова компенсаційна тепла потужність для системи періодичного опалення, яка враховує ефект тимчасовості обігріву приміщення, Вт.

Характеристика трансмісійних тепловтрат приміщення до зовнішнього повітря

$N_{T,ie} = \sum k \cdot A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum l \cdot \psi_1 \cdot l_1 \cdot e_1$, Вт/°С Останні поправочні коефіцієнти визначаються національними будівельними стандартами. За відсутності національних стандартів, їх значення за замовчуванням приймаються за додатком D.4.1 [7] і дорівнюють 1,0. Коефіцієнт теплопередачі k -будівельної конструкції огороження приміщення U_k визначається на попередніх етапах проектування системи опалення при теплотехнічному розрахунку зовнішніх будівельних конструкцій згідно ДБН В.2.5-31:2006 «Теплова ізоляція будівель» [3].

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу ψ_1 1-елементу лінійного теплового мосту в конструкції будівельного огороження приймається за додатком Л [3] як розрахункова теплопровідність в умовах експлуатації.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Довжина лінійного теплового моста l визначається за будівельними кресленнями відповідних вузлів зовнішніх будівельних огорожень.

Характеристика трансмісійних тепловтрат приміщення через неопалювальне приміщення до зовнішнього повітря.

$$N_{T,ie} = \sum k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum l \psi_l \cdot l_l \cdot b_u, \text{ Вт/}^\circ\text{C}$$

Характеристика трансмісійних тепловтрат приміщення через огорожувальні конструкції, що контактують із ґрунтом

$$N_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum k A_k \cdot U_{equiv,k}) \cdot G_w, \text{ Вт/}^\circ\text{C}$$

де: f_{g1} – поправочний коефіцієнт, що враховує річні коливання температури ґрунту, і визначається за національними стандартами, або за даними додатку D.4.3 [7], що наводяться в Таблиці 3; G_w – корегувальний коефіцієнт, що враховує вплив ґрунтових вод, і приймається за даними додатку D.4.3 [7], що наводяться в таблиці 3; f_{g2} – поправочний коефіцієнт на можливе зниження зовнішньої температури, який враховує різницю між середнім коливанням і розрахунковим значенням температури зовнішнього повітря (середню амплітуду коливання) і визначається за формулою

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

$U_{equiv,k}$ – коефіцієнт передачі теплоти з урахуванням типу підлоги згідно з EN ISO 13370, який визначається залежно від характеристичного параметру B' , Вт/м²·°C.

Характеристика трансмісійних тепловтрат (теплонадходжень) в приміщеннях, що мають різні розрахункові температури внутрішнього повітря

$$N_{T,ij} = \sum k f_{ij} \cdot A_k \cdot U_k, \text{ Вт/}^\circ\text{C}$$

де: f_{ij} – поправочний коефіцієнт, що враховує різницю температур у суміжних опалювальних приміщеннях і обчислюється за формулою

$$f_{ij} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{adjacent \ space}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

де: $\theta_{adjacent \ space} = \theta_{int,j}$ – температура в сусідньому j -му приміщенні або у

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

прилеглому просторі, °С.

Вентиляційні тепловтрати опалювального приміщення

$$\Phi_{V,i} = N_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \text{ Вт}$$

де: $N_{V,i}$ – характеристика вентиляційних тепловтрат приміщення, Вт/°С;

$$N_{V,i} = 0,34 \cdot V_i \cdot, \text{ Вт/°С}$$

де: V_i – витрата повітря, що надходить за годину до опалювального приміщення, м³/год, яка визначається залежно від організації повітрообміну в приміщенні.

При організованій подачі в опалюване приміщення повітря вентиляційною системою

$$V_i = V_{inf,i} + V_{su,i} \cdot f_{V,i} + V_{mech,inf,i}, \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

де: $V_{inf,i}$ – об'ємна швидкість надходження інфільтраційного повітря до опалювального приміщення, м³/год; $V_{su,i}$ – об'ємна швидкість надходження припливного вентиляційного повітря, м³/год; $V_{mech,inf,i}$ – додаткова витрата інфільтраційного повітря для компенсації надлишку витяжного вентиляційного потоку в опалювальному приміщенні, м³/год; $f_{V,i}$ – коефіцієнт, що враховує зменшення різниці розрахункових температур внутрішнього та зовнішнього повітря, яке попередньо було нагріте в припливній системі вентиляції або в сусідніх приміщеннях.

$$f_{V,i} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{su,i}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

де: $\theta_{su,i}$ – температура припливного повітря від системи вентиляції до опалюваного приміщення, або від центральної системи повітряного опалення, із сусідніх опалюваних чи неопалюваних приміщень, або від зовнішнього середовища, °С.

при відомих значеннях продуктивності припливної $V_{su,i}$ та витяжної $V_{ex,i}$ систем вентиляції в опалювальному приміщенні:

$$V_{mech,inf,i} = V_{ex,i} - V_{su,i} - V_{inf,i}, \text{ м}^3/\text{ГОД};$$

Проектне теплове навантаження опалення будівлі визначають за формулою

$$\Phi_{HL} = \Sigma\Phi_{T,i} + \Sigma\Phi_{V,i}, \text{ Вт}$$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Кліматологічні дані для холодного періоду року

Таблиця 2.1

Місто	Середня температура за рік $t_{зовн.р}$, С	Зона вологості	Температура найхолоднішої доби $t_{зовн.1}$, С	Температура найхолоднішої п'ятиденки $t_{зовн.5}$, С	Опалювальний сезон		Кількість градусо-днів $S_{o,c}$, гр.-днів	Кліматична зона
					Середня температура $t_{o,c}$, С	Тривалість $Z_{o,c}$, днів		
Львів	10,3	С	-21	-18	2	158	2844	II

Напрямок і швидкість руху повітря в січні

Таблиця 2.2

	Пн	ПнС	С	ПдС	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ
Повторюваність вітру, %	6,3	3,1	6,0	19,4	12,5	10,1	28,6	14,0
Швидкість вітру V , м/с	3,4	2,3	3,0	4,0	3,5	4,2	5,7	5,0
Коефіцієнт β_v	0,00	0,00	0,00	0,05	0,00	0,00	0,10	0,00

Примітка: Таблиця складена на підставі ДСТУ -Н Б В.1.1-27:2010 "Будівельна кліматологія"

Тепловтрати

Таблиця 2.3

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Приміщення			Огороджувальна конструкція						Теплові мости																
№	Приміщення / Найменування	Площа приміщення, Аі, м ²	Температура, Θвн,і, °С	Позначення	Орієнтація	Довжина, а, м	Ширина (висота), б(в), м	Площа, Ак, м ²	Коефіцієнт теплопередачі, Uк, Вт/м ² ·°С	Поправочний коефіцієнт додаткових тепловитрат, е	Коефіцієнт теплопередачі теплового мосту, φл, м	Довжина теплового мосту, l, м	Поправочний коефіцієнт додаткових тепловитрат, е1	Температурний коефіцієнт кореляції (коэф.пр.), φт	Поправочний коефіцієнт, що враховує різницю температур	Характеристика трансмісійних тепловитрат через огорожувальні	Характеристика трансмісійних тепловитрат опал. прим. через ОК до	Трансмісійні тепловитрати приміщення, Фт,і, Вт	Мінімальний санітарно-гігієнічний повітрообмін в	Характеристика інфільтраційних тепловитрат	Вентиляційні тепловитрати приміщення (без механічної	Інші постійні (періодичні) тепловитрати (накопич.), Фб, Вт	Теплова потужність СО приміщення (без вентиляційних тепловитрат)	Теплова потужність системи опалення приміщення, Фпн,і, Вт	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24		
305	16,2	24	ЗС	З	5,70	2,70	15,4	0,331	1,0						5,09			439	40,5	14	578	-162	277	856	
	2,3		ВС	-	6,00	2,70	16,2	0,331	1,0						5,36										
310	2,2	24	ЗС	Пд	3,20	0,69	2,2	0,331	1,0						0,73			45	40,5	14	578	-22	23	601	
	0,3		ВС	-	1,50	0,69	1,0	0,331	1,0						0,34										
311	1719	22	СТ	-	48,00	42,00	2016,0	0,331	1,0						667,30			26692	40,5	14	551	-17185	9507	10057	
	245,5																								
312	210,70	22	ЗС	Пн	63,84	3,30	210,7	0,331	1,0	0,44	63,84	1,0			97,82			6793	40,5	14	578	-2107	4686	5264	
	30,1		В	Пн	30,00	1,20	36,0	2,000	1,0						72,00										
313	210,7	22	ЗС	Пд	63,84	3,30	210,7	0,331	1,0	0,44	63,84	1,0			97,82			6793	41	14	578	-2107	4686	5264	
	26,3		В	Пд	30,00	1,20	36,0	2,000	1,0						72,00										
314	7	22	ЗС	Пд	3,00	2,34	7,0	0,331	1,05						2,44			97,59	41	14	578	-70	27,59	605,9	
	1,0																								
315	58,7	20	ЗС	С	12,70	4,62	58,7	0,331	1,05						20,39			774,9	41	14	578	-587	187,9	766,24	
	8,4																								
317	58,7	20	ЗС	С	12,70	4,62	58,7	0,331	1,05						20,39			774,9	41	14	578	-587	187,9	766,2	
	8,4																								
318	94,2	20	ЗС	С	11,63	8,10	94,2	0,331	1,0						31,18			1185	54	18	771	-942	242,9	1014	
	13,5																								
A1	28,7	16	ЗС	С	4,10	7,0	28,7	0,331	1,0	0,44	4,1	1,0			11,30			384,3	83	28	1185	-287	97,33	1283	
A2	28,7	16	ЗС	С	4,10	7,00	28,7	0,331	1,0						11,30			384,3	83	28	1185	-287	97,33	1283	

2.1.4. Опис прийнятих систем опалення

За допомогою опалення створюються необхідні теплові умови в приміщеннях, завдяки чому знижується кількість простудних захворювань, підвищується продуктивність праці, а також забезпечується нормальна експлуатація будівель та обладнання. Зниження матеріальних і енергетичних витрат досягається при використанні найбільш ефективних індустріальних систем опалення, що працюють від теплових мереж. Розширення застосування цих систем сприяє скороченню використання автономних опалювальних пристроїв з децентралізованим спалюванням палива, що дає можливість успішно вирішувати завдання з його економії і захисту навколишнього середовища від забруднення. Найбільш істотної економії теплової енергії при опаленні будівель можна досягти шляхом підвищення теплозахисних властивостей огорожувальних конструкцій,

																								62
																								Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА																			

автоматизації центрального і місцевого регулювання систем опалення, використання вторинних та поновлюваних енергоресурсів. Ефективність роботи систем опалення та зниження даремних витрат теплової енергії досягається правильною організацією їх обслуговування і ремонту. Для підтримування в приміщеннях температурних умов, що забезпечують хороше самопочуття і здоров'я людей, високу ефективність технологічних процесів, а також збереження будівельних конструкцій і технологічного обладнання будівлі та споруди обладнають засобами опалення. Температурні умови в приміщеннях характеризуються температурою приміщення, під якою розуміється комплексний параметр, що враховує температуру повітря і всіх поверхонь всередині приміщення. Однією з санітарно-гігієнічних вимог є підтримка в приміщеннях рівномірної температури. При використанні нагрітого повітря можна постійно підтримувати рівномірну температуру кожного окремого приміщення, швидко змінюючи температуру повітря, що подається (табл. 2.4).

Таблиця 2.4.

Порівняльна характеристика систем водяного, парового та повітряного опалення

	Переваги	Недоліки
Водяне опалення	<ul style="list-style-type: none"> – невисока температура поверхні опалювальних приладів, яка виключає пригорання на них пилу; – можливість центрального регулювання тепловіддачі опалювальних приладів зміною температури води залежно від температури зовнішнього повітря. 	<ul style="list-style-type: none"> – збільшений гідростатичний тиск у нижній частині систем опалення висотних будинків; – можливе замерзання води в трубопроводах, прокладених у неопалюваних приміщеннях.
Парове опалення	<ul style="list-style-type: none"> – висока тепловіддача опалювальних приладів; – менша, ніж у систем водяного опалення, витрата труб і опалювальних приладів; – можливість переміщення пари на досить великі 	<ul style="list-style-type: none"> – висока температура поверхонь труб і опалювальних приладів, що призводить до створення антисанітарних умов у

	відстані без використання насосів.	приміщеннях; – неможливість центрального якісного регулювання тепловіддачі опалювальних приладів; – збільшення втрати теплоти трубопроводами, прокладеними в неопалюваних приміщеннях; – менший, ніж в системах водяного опалення, термін експлуатації через підвищену корозію металу.
Повітряне опалення	онувати одночасно опалення і вентиляцію приміщень; – відсутність в опалюваних приміщеннях опалювальних приладів; – можливість швидкого нагрівання повітря в приміщенні відразу ж після включення системи; – можливість центрального якісного регулювання.	– великі поперечні розміри повітропроводів, а тому підвищені витрати матеріалів і погіршення інтер'єру приміщень; – великі втрати теплоти повітропроводами в неопалюваних приміщеннях.

При цьому одночасно з опаленням можна забезпечити вентиляцію приміщень. При використанні води забезпечується досить рівномірна температура приміщень, можна обмежити температуру поверхні опалювальних приладів. Скорочується порівняно з іншими теплоносіями площа поперечного перерізу труб, досягається безшумність руху в теплопроводах. Недоліками застосування води є значна витрата металу і великий гідростатичний тиск в системах. Теплова інерція води уповільнює регулювання теплопередачі приладів. При використанні водяної пари порівняно скорочується витрата металу за рахунок зменшення площі приладів та поперечного перерізу конденсатопроводів, досягається швидке прогрівання приладів та опалювальних приміщень. Гідростатичний тиск пари в вертикальних трубах в порівнянні з водою мінімальний. Однак пара як теплоносій не відповідає санітарно-гігієнічним вимогам, її температура висока і постійна при даному тиску, що ускладнює регулювання теплопередачі приладів, її рух в трубах

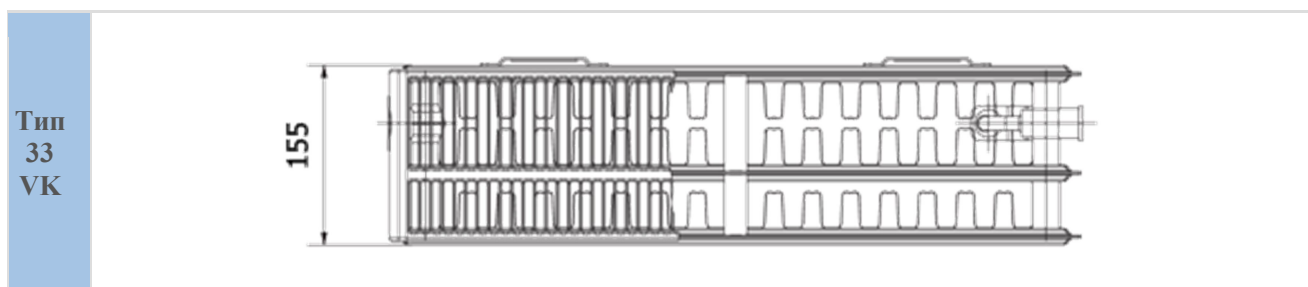
					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

супроводжується шумом. При використанні повітря можна забезпечити швидку зміну або рівномірність температури приміщень, уникнути встановлення опалювальних приладів, суміщати опалення з вентиляцією приміщень, досягати безшумності його руху в повітроводах і каналах. Недоліками є його мала теплоакumuлююча здатність, значна площа поперечного перерізу і витрата металу на повітроводи, щодо великого зниження температури по їх довжині. Отже, в результаті виконання порівняння характеристик водяного, парового та повітряних систем, для встановлення в спортивних спорудах варто приймати водяну систему опалення.

2.1.5. Підбір обладнання системи опалення

Трубопроводи розводки в основному залі запроектовані із поліетиленових труб у захисній гофрі KAN з антикорозійним покриттям. Стояки системи опалення запроектовані з сталених водогазопровідних труб з фіксуючим жолобом. Трубопроводи ізольовані теплоізоляцією, товщиною 50 мм, прокладаються в підлозі, в існуючих каналах або в захисному кожусі. Опалювальні прилади панельні сталеві радіатори KORADO (Чехія), встановлені в нішах та сховані за решіткою. Повітря з опалювальних приладів випускається кранами Маєвського. На опалювальних приладах вмонтовано термостатичний вентиль Heimeier та повітровідвідник RADIK 33VK-30 l=1 м. Опалювальні прилади та трубопроводи умовно віднесені від стін.

Основні технічні параметри



					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

		Тип 33 Тип 33 VK Тип 33 VKL Тип 33 VKU					
Высота Н [мм]		200	300	400	500	600	900
Номинальная тепловая мощность [Вт/м]		934	1331	1716	2075	2411	3286
Температурный экспонент n [-]		1,2668	1,3190	1,3273	1,3357	1,3440	1,3708
K_T	c_0	6,5784	0,07428700			1,33630000	
b	c_1	-	0,80730000			-0,00000262	
Вес отоп. прибора [кг/м]		15,1	25,5	34,0	38,9	46,8	70,9
Объем воды [л/м]		4,6	5,3	6,4	7,6	8,7	12,6
Коэффициент расхода A_v [м ²]		1,18 x 10 ⁻⁴ (DN 15)					
Коэффициент сопротивления ξ_i [-]		5,8 (DN 15)					

Теплова потужність Q [Вт] для теплоносія води згідно EN 442

20 °C		Тип 21 Тип 21 VK					Тип 22 Тип 22 VK					Тип 33 Тип 33 VK						
Длина L [мм]	t ₁ /t ₂ [°C]	Высота Н [мм]																
		300	400	500	600	900	200*	300	400	500	600	900	200*	300	400	500	600	900
400	90/70	377	473	566	657	919		478	607	731	851	1187		672	867	1050	1222	1674
	75/65	299	375	447	518	721		380	482	579	672	934		532	686	830	964	1314
	55/45	152	189	224	258	353		194	244	292	336	462		269	346	416	481	647
500	90/70	471	592	708	821	1149		597	759	914	1064	1484		840	1084	1313	1528	2092
	75/65	374	469	559	647	901		475	602	724	840	1168		666	858	1038	1206	1643
	55/45	190	236	280	322	442		243	306	365	420	578		337	432	520	602	809
600	90/70	566	710	849	985	1379		717	910	1097	1277	1781		1008	1301	1576	1833	2511
	75/65	449	562	671	776	1081		570	722	868	1008	1401		799	1030	1245	1447	1972
	55/45	228	283	336	386	530		291	367	438	504	693		404	518	624	722	971
700	90/70	660	829	991	1149	1609		836	1062	1280	1489	2078		1176	1518	1838	2139	2929
	75/65	524	656	783	906	1261		665	843	1013	1176	1635		932	1201	1453	1688	2300
	55/45	266	331	392	451	618		340	428	510	588	809		471	605	728	843	1133
800	90/70	754	947	1132	1314	1838	648	956	1214	1462	1702	2375	934	1344	1735	2101	2445	3347
	75/65	598	750	894	1035	1442	519	760	963	1158	1344	1868	747	1065	1373	1660	1929	2629
	55/45	303	378	448	515	707	271	388	489	583	672	924	388	539	691	832	963	1294
900	90/70	849	1065	1274	1478	2068	729	1075	1366	1645	1915	2671	1051	1512	1952	2363	2750	3766
	75/65	673	843	1006	1165	1622	584	855	1084	1302	1512	2102	841	1198	1544	1868	2170	2957
	55/45	341	425	504	579	795	305	437	550	656	757	1040	437	606	778	936	1083	1456
1000	90/70	943	1184	1416	1642	2298	810	1194	1517	1828	2128	2968	1168	1679	2168	2626	3056	4184
	75/65	748	937	1118	1294	1802	649	950	1204	1447	1680	2335	934	1331	1716	2075	2411	3286
	55/45	379	472	560	644	883	339	486	611	729	841	1156	485	673	864	1040	1204	1618

Розрахунок теплової потужності

Выбор модели
 RADIK VK

Тип радиатора

Тепловая мощность от до

Высота от мм до мм

Длина от мм до мм

Параметры
 Температура

t ₁	t ₂	t _i	ΔT
75	65	20	50

Тепловые мощности согл. EN 442

Длина [mm]	Тип 10					Тип 11					Длина [mm]
	Высота [mm]					Высота [mm]					
	300	400	500	600	900	300	400	500	600	900	
400	132	169	206	242	350	213	273	332	392	573	400
500	165	212	257	302	438	267	342	416	490	716	500
600	198	254	308	362	525	320	410	499	587	859	600
700	231	296	360	423	613	373	478	582	685	1 002	700
800	264	338	411	483	700	426	546	665	783	1 146	800
900	297	381	463	544	788	480	615	748	881	1 289	900
1000	330	423	514	604	875	533	683	831	979	1 432	1000
1100	363	465	565	664	963	586	751	914	1 077	1 575	1100
1200	396	508	617	725	1 050	640	820	997	1 175	1 718	1200
1400	462	592	720	846	1 225	746	956	1 163	1 371	2 005	1400
1600	528	677	822	966	1 400	853	1 093	1 330	1 566	2 291	1600
1800	594	761	925	1 087	1 575	959	1 229	1 496	1 762	2 578	1800
2000	660	846	1 028	1 208	1 750	1 066	1 366	1 662	1 958	2 864	2000
2300	759	973	1 182	1 389	2 013	1 226	1 571	1 911	2 252	3 294	2300
2600	858	1 100	1 336	1 570	2 275	1 386	1 776	2 161	2 545	3 723	2600
3000	990	1 269	1 542	1 812	2 625	1 599	2 049	2 493	2 937	4 296	3000

Длина [mm]	Тип 20					Тип 21					Длина [mm]
	Высота [mm]					Высота [mm]					
	300	400	500	600	900	300	400	500	600	900	
400	222	279	335	391	559	299	375	447	518	721	400
500	277	349	419	489	699	374	469	559	647	901	500
600	332	419	503	587	839	449	562	671	776	1 081	600
700	388	489	587	685	979	524	656	783	906	1 261	700
800	443	558	670	782	1 118	598	750	894	1 035	1 442	800
900	499	628	754	880	1 258	673	843	1 006	1 165	1 622	900
1000	554	698	838	978	1 398	748	937	1 118	1 294	1 802	1000
1100	609	768	922	1 076	1 538	823	1 031	1 230	1 423	1 982	1100
1200	665	838	1 006	1 174	1 678	898	1 124	1 342	1 553	2 162	1200
1400	776	977	1 173	1 369	1 957	1 047	1 312	1 565	1 812	2 523	1400
1600	886	1 117	1 341	1 565	2 237	1 197	1 499	1 789	2 070	2 883	1600
1800	997	1 256	1 508	1 760	2 516	1 346	1 687	2 012	2 329	3 244	1800
2000	1 108	1 396	1 676	1 956	2 796	1 496	1 874	2 236	2 588	3 604	2000
2300	1 274	1 605	1 927	2 249	3 215	1 720	2 155	2 571	2 976	4 145	2300
2600	1 440	1 815	2 179	2 543	3 635	1 945	2 436	2 907	3 364	4 685	2600
3000	1 662	2 094	2 514	2 934	4 194	2 244	2 811	3 354	3 882	5 406	3000

Длина [mm]	Тип 22					Тип 33					Длина [mm]
	Высота [mm]					Высота [mm]					
	300	400	500	600	900	300	400	500	600	900	
400	380	482	579	672	934	532	686	830	964	1 314	400
500	475	602	724	840	1 168	666	858	1 038	1 206	1 643	500
600	570	722	868	1 008	1 401	799	1 030	1 245	1 447	1 972	600
700	665	843	1 013	1 176	1 635	932	1 201	1 453	1 688	2 300	700
800	760	963	1 158	1 344	1 868	1 065	1 373	1 660	1 929	2 629	800
900	855	1 084	1 302	1 512	2 102	1 198	1 544	1 868	2 170	2 957	900
1000	950	1 204	1 447	1 680	2 335	1 331	1 716	2 075	2 411	3 286	1000
1100	1 045	1 324	1 592	1 848	2 569	1 464	1 888	2 283	2 652	3 615	1100
1200	1 140	1 445	1 736	2 016	2 802	1 597	2 059	2 490	2 893	3 943	1200
1400	1 330	1 686	2 026	2 352	3 269	1 863	2 402	2 905	3 375	4 600	1400
1600	1 520	1 926	2 315	2 688	3 736	2 130	2 746	3 320	3 858	5 258	1600
1800	1 710	2 167	2 605	3 024	4 203	2 396	3 089	3 735	4 340	5 915	1800
2000	1 900	2 408	2 894	3 360	4 670	2 662	3 432	4 150	4 822	6 572	2000
2300	2 185	2 769	3 328	3 864	5 371	3 061	3 947	4 773	5 545	7 558	2300
2600	2 470	3 130	3 762	4 368	6 071	3 461	4 462	5 395	6 269	8 544	2600
3000	2 850	3 612	4 341	5 040	7 005	3 993	5 148	6 225	7 233	9 858	3000

Производитель оставляет за собой право на изменения. Данные действительны только для России и Украины.

#VALUET

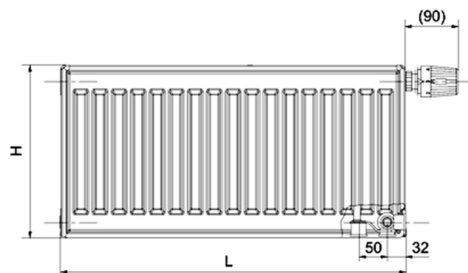
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

67

Арк.

Технічні дані



Висота H	<u>300</u> , 400, 500, 600, 900 мм
Довжина L	400, 500, 600, 700, 800, 900, <u>1000</u> , 1100, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2300, 2600, 3000 мм
Глубина B	
— Тип 10 VK	47 мм
— Тип 11 VK	63 мм
— Тип 21 VK	66 мм
— Тип 22 VK	100 мм
— <u>Тип 33 VK</u>	<u>155 мм</u>

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

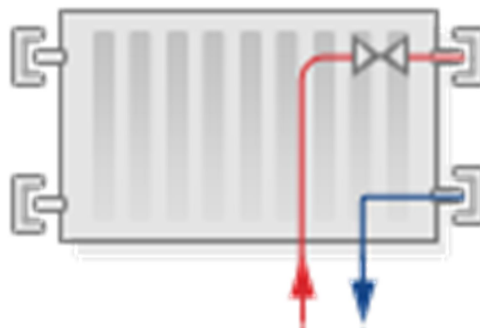
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

68

Арк.

	Крок приєднання	50 мм
	Приєднувальне різьблення	6 x G½ внутрення
	Максимально допустимий робочий надлишковий тиск	1,0 МПа
	Максимально допустимая рабочая температура	110 °С
	Підключення опалювального приладу	Праве нижнє

Спосіб підключення



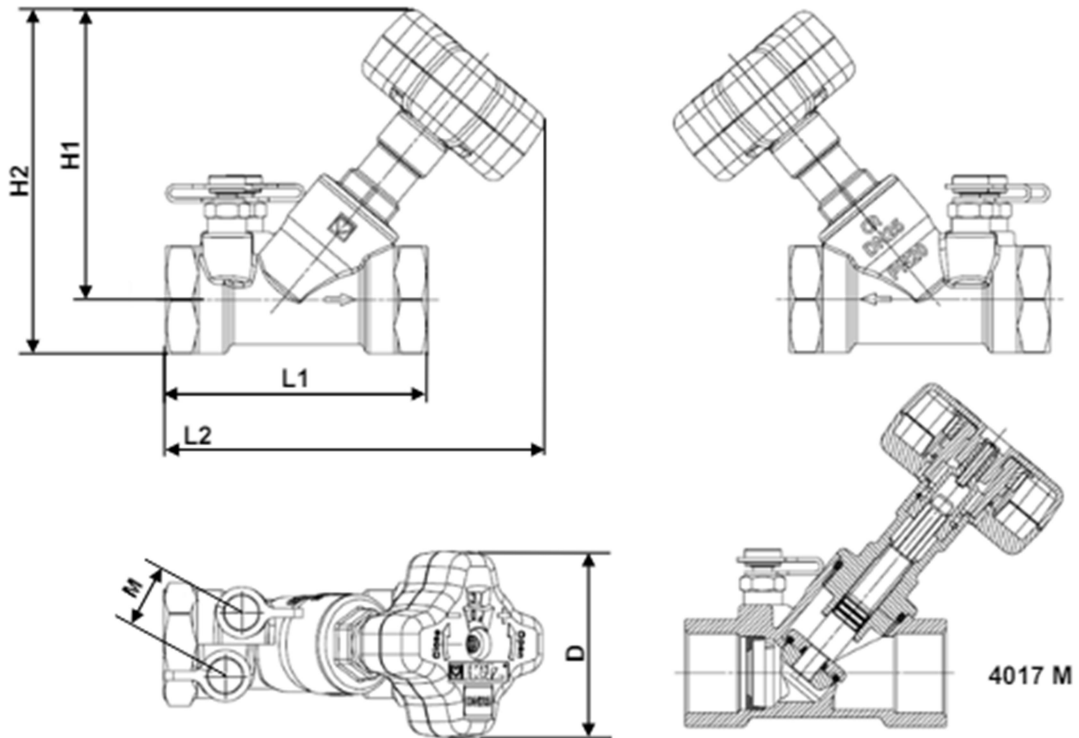
Праве нижнє
φ = 1

HERZ STRÖMAX 4017 M

Балансувальний клапан з вимірювальною діафрагмою
Балансувальний клапан для систем холодного та гарячого водопостачання в будівлях

Нормаль для 4017, Видання 0223

Розміри в мм



Артикульний номер		DN	L1	L2	H1	H2	M	D	Kvs Клапана	Kv Діафрагми
1 4017 11	1 4017 30	15 LF	83	129	96	109	25	70	0,46	0,48
1 4017 21	1 4017 39	15 MF	83	129	96	109	25	70	0,88	0,97
1 4017 01	1 4017 31	15	83	129	96	109	25	70	2,00	1,95
1 4017 02	1 4017 32	20	91	135	99	115	25	70	3,60	3,95
1 4017 03	1 4017 33	25	110	146	109	130	25	70	6,50	7,90
1 4017 04	1 4017 34	32	122	159	117	142	25	70	13,30	15,75
1 4017 05	1 4017 35	40	135	178	136	163	25	70	18,50	21,50
1 4017 06	1 4017 36	50	164	197	140	175	25	70	33,00	46,70

Артикульний номер		DN	L1	L2	H1	H2	M	D	Kvs Клапана
1 4017 61	1 4017 41	15	83	129	96	109	25	70	2,00
1 4017 62	1 4017 42	20	91	135	99	115	25	70	3,60
1 4017 63	1 4017 43	25	110	146	109	130	25	70	6,50
1 4017 64	1 4017 44	32	122	159	117	142	25	70	13,30
1 4017 65	1 4017 45	40	135	178	136	163	25	70	18,50
1 4017 66	1 4017 46	50	164	197	140	175	25	70	33,00

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

70

Арк.

Доступні виконання

Балансувальний клапан виконаний із латуні. Всі металеві частини, що контактують з водою, виконані із латуні стійкої до селективної цинкової корозії. Похилий невисувний шпindel.

4017 M
1 4017 0x, 11, 21

Балансувальний клапан STRÖMAX 4017M з вимірювальною діафрагмою і двома вимірювальними штуцерами для вимірювання перепадів тиску

Виконаний із латуні стійкої до селективної цинкової корозії, муфта х муфта, ущільнення шпинделя за допомогою подвійних ущільнювальних кілець O-Ring, фіксована відтворювана попередня настройка, показання попередньої настройки зчитуються у віконці маховика.



4017 ML
1 4017 3x

Балансувальний клапан STRÖMAX 4017ML з вимірювальною діафрагмою і можливістю підключення імпульсної трубки та двома вимірювальними штуцерами для вимірювання перепадів тиску

Виконаний із латуні стійкої до селективної цинкової корозії, муфта х муфта, ущільнення шпинделя за допомогою подвійних ущільнювальних кілець O-Ring, фіксована відтворювана попередня настройка, показання попередньої настройки зчитуються у віконці маховика.



4017 R
1 4017 6x

Балансувальний клапан STRÖMAX 4017 R без вимірювальної діафрагми і вимірювальних штуцерів

Виконаний із латуні стійкої до селективної цинкової корозії, муфта х муфта, ущільнення шпинделя за допомогою подвійних ущільнювальних кілець O-Ring, фіксована відтворювана попередня настройка, показання попередньої настройки зчитуються у віконці маховика.



4017 H
1 4017 4x

Балансувальний клапан STRÖMAX 4017H з двома заглушками на вимірювальній діафрагмі

Виконаний із латуні стійкої до селективної цинкової корозії, муфта х муфта, ущільнення шпинделя за допомогою подвійних ущільнювальних кілець O-Ring, фіксована відтворювана попередня настройка, показання попередньої настройки зчитуються у віконці маховика.



Сфера застосування

Балансувальні клапани застосовуються для гiдравлічного балансування систем опалення і охолодження, регулювання магістральних трубопроводів, стояків, теплообмінників, реєстрів опалення і охолодження.

Робочі параметри

Клапан закривається обертанням за годинниковою стрілкою

Макс. робоча температура	130 °C
Мін. робоча температура	-20 °C (Вода 2 °C)
Макс. робочий тиск	20 bar
Макс. перепад тиску при закритому клапані	10 bar

Якість опалювальної води відповідно до ÖNORM H 5195 або VDI 2035.

У разі застосування фітінгів для сталевих і мідних труб слід враховувати значення допустимих температур і тиску (EN 1254-2:1998 табл. 5).

Для пластикових трубних з'єднань максимальна робоча температура становить 95 °C, а максимальний робочий тиск – 10 бар, якщо схвалено виробником труб.

Аміак, що міститься в коноплі, пошкоджує латунні корпуси клапанів, ущільнення EPDM набухають мінеральними маслами або мастильними матеріалами, що містять мінеральне масло, що призводить до виходу з ладу ущільнень EPDM. Для антифризів та інгібіторів корозії на основі етиленгліколю відповідну інформацію можна знайти в документах виробника.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

71

Арк.

Конструктивні особливості
Напрямок потоку

Під час монтажу дотримуватися напрямку потоку у відповідності до стрілки на корпусі. Спеціальний інструмент не потрібний.

Положення монтажу

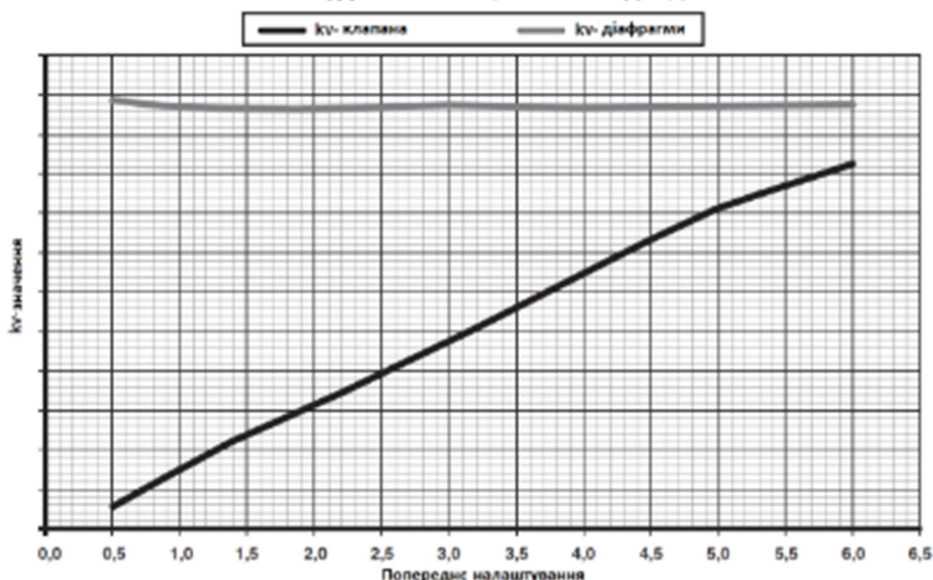
Для будь-якого положення монтажу.

Попередня настройка

Положення конуса затвора клапана відображається у вигляді відповідного цифрового значення на лімбі маховика. Необхідний ступінь налаштування зручно встановлюється і фіксується за допомогою прихованого в поглибленні маховика шпінделя попереднього налаштування. Балансувальний клапан у будь-який момент може бути встановлений на менше значення пропускної здатності відносно налаштованого значення або перекритий. Шпindel попереднього налаштування прихований під гвинтом кріплення маховика, що захищає його від несанкціонованого доступу.

Балансувальний клапан 4017M з вимірювальною діафрагмою

Особливості вбудованої вимірювальної діафрагми



Точність вимірювання $\pm 3\%$

Приладдя

Показчик попереднього налаштування

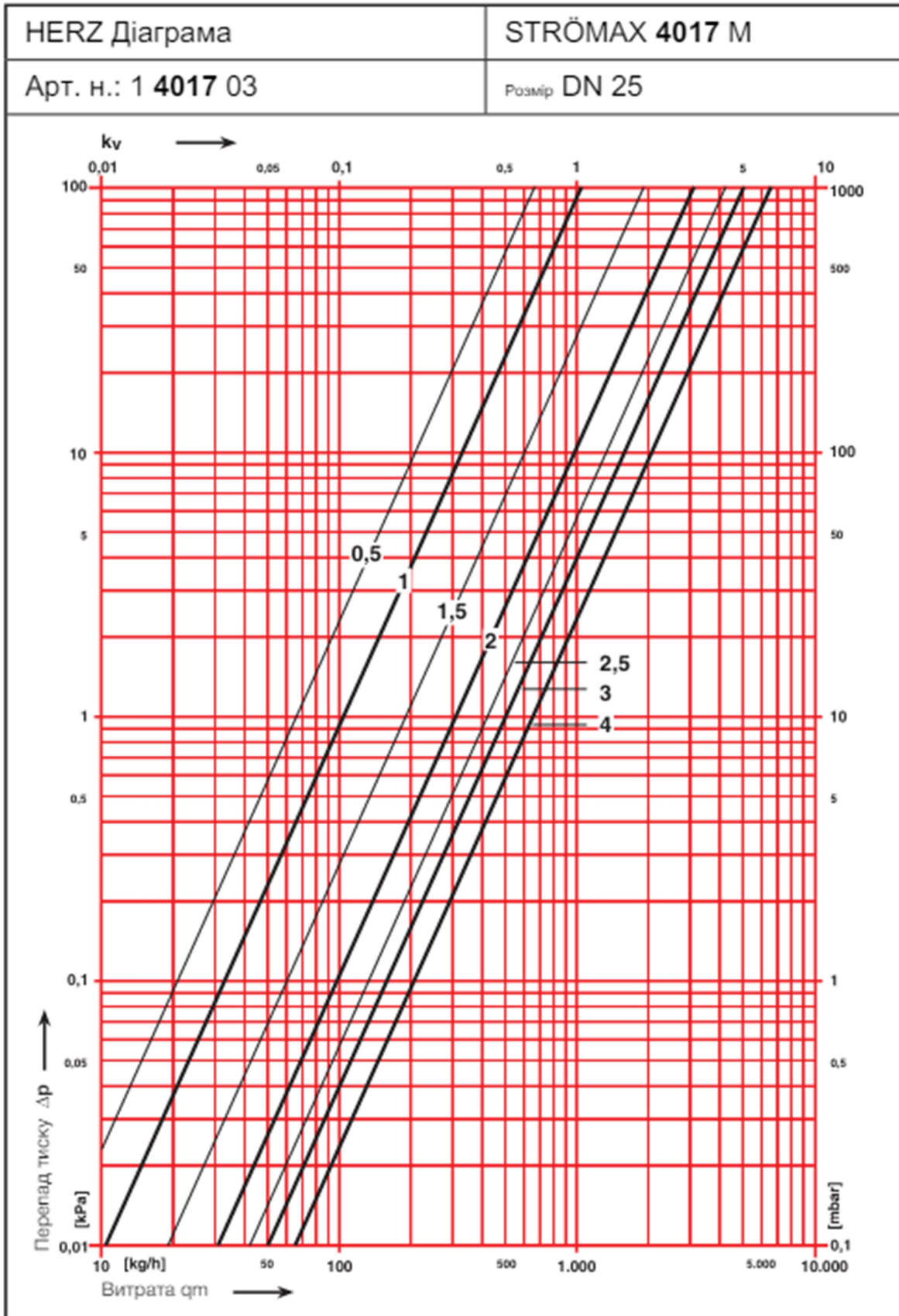
Показчик попереднього налаштування (1 6517 05) у вигляді пластикової мітки кріпиться на клапан або трубопровід. Значення налаштування клапана відображається на мітці у вигляді цілих і десятих значень шляхом виламування зубчиків над відповідними цифрами. Тим самим можна контролювати спочатку виконане при регулюванні системи налаштування, а також знову встановлювати його, не ведучи записів.



Попередня настройка, налаштування і фіксація
Процес попереднього налаштування

1. Виставити необхідний ступінь настройки на цифровому лімбі відповідно до даних розрахунку шляхом обертання маховика.
2. Викрутити гвинт кріплення маховика, маховик не знімати.
3. Закрутити до упору вивільнений гвинт попередньої настройки (фіксація попередньої настройки), який вже став доступним.
4. Встановити на штатне місце гвинт кріплення маховика і закрити.
5. Значення попередньої настройки промаркувати на мітці і закріпити її на клапані. Пункт 5 є не обов'язковим.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

2.2. Розрахунок систем вентиляції

2.2.1 Розрахунок теплонадходжень

Тепловиділення від людини

Район Дюбуа

Тепло, яке виробляє тіло, протікає по поверхні тіла. Метод розрахунку площі поверхні оголеного тіла дається за формулою Дюбуа

$$A_{DB} = 0,2025 W^{0,425} H^{0,725}$$

де W - вага (кг), а H - висота (м) тіла. Зазвичай приймається значення $A_{DB} = 1,8 \text{ м}^2$.

Конвективний теплообмін

Теплопередача конвекцією визначається як

$$C = \alpha_k (T_{\text{шк}} - T_a) A_c f_{cl} = 20,1(34-22) \cdot 1,8 \cdot 1,14 = 495 \text{ Вт/м}^2$$

де α_k – коефіцієнт конвективної теплопередачі ($\text{Вт/м}^2 \text{ К}$), T_a – температура повітря (К), $T_{\text{шк}}$ – середня температура шкіри (К), A_c – поверхня тіла, яка бере участь у теплообміні через конвекцію (м^2) ($A_c \approx A_{DB}$) і f_{cl} – коефіцієнт площі одягу.

Коефіцієнт площі одягу (f_{cl}) можна розрахувати як [25]

$$f_{cl} = 1,00 + 0,28 I_{cl} = 1,00 + 0,28 \cdot 0,5 = 1,14 \text{ clo}$$

де f_{cl} (clo) – це теплоізоляція одягу, значення якої надано для повсякденного одягу в таблицях, наведених у ISO 9920.

Коефіцієнт конвективної теплопередачі (α_k) є функцією кількох параметрів, таких як швидкість течії, щільність і в'язкість залученої рідини та форму відкритої поверхні. Приблизне значення α_k задано

$$\alpha_k = 3,5 + 5,2 V_{\text{пр}}, \text{ для } V_{\text{пр}} \leq 1 \text{ м/с}$$

$$\alpha_k = 8,7 V_{\text{пр}}^{0,6}, \text{ для } V_{\text{пр}} > 1 \text{ м/с}$$

$$\alpha_k = 8,7 \cdot 4,04^{0,6} = 20,1, \text{ для } V_{\text{пр}} > 1 \text{ м/с}$$

де $V_{\text{пр}}$ – швидкість повітря (м/с), $V_{\text{пр}}$ – результуюча швидкість повітря (м/с) з урахуванням швидкості повітря в навколишньому середовищі та рухів людини, розраховується як

$$V_{\text{пр}} = V_{\text{п}} + 0,0052 (M - 58) = 3,3 + 0,0052(200-58) = 4,04 \text{ м/с}$$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

де M – це метаболічне теплопродукція (Вт/м^2), за умови, що воно вважається $M = 200 \text{ Вт/м}^2$, коли M перевищує значення 200 Вт/м^2 .

Радіаційний теплообмін

Втрата тепла через випромінювання визначається як

$$R = \alpha_p (T_{sk} - T_p) A_r f_{cl} = 0,004 \cdot (34 - 21,5) \cdot 0,43 \cdot 1,14 = 0,025$$

де α_p – коефіцієнт радіаційної теплопередачі ($\text{Вт/м}^2 \text{ К}$), T_r – середня радіаційна температура (К), T_{sk} – середня температура шкіри (К), A_r – ефективна площа опромінення тіла (м^2) і f_{cl} – коефіцієнт площі одягу.

α_p можна розрахувати як

$$\alpha_p = 4\sigma\epsilon_{sk}\left(\frac{T_r + T_{sk}}{2}\right)^3, \quad = 0,004 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

де $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4$ – коефіцієнт Стефана-Больцмана, ϵ – коефіцієнт випромінювання тіла (для шкіри $\epsilon = 0,97-0,98$).

A_r , ефективна площа випромінювання тіла визначається як

$$A_r = (A_r / A_{DB}) A_{DB} = 0,43 \text{ м}^2$$

де $A_r / A_{DB} = 0,67$ (для положення навпочіпки)— $0,70$ (для положення сидячи)— $0,77$ (для положення стоячи).

Теплообмін через випаровування

Теплообмін через випаровування можна розрахувати як

$$E = \alpha_v (P_{skH_2O} - P_{aH_2O}) A_v F_{pcl} = 335,7(1,135 - 1,035)1,8 \cdot 1,14 = 68,8, \text{Вт/ м}^2$$

де α_v – коефіцієнт тепловіддачі при випаровуванні ($\text{Вт/м}^2 \text{ Па}$), P_{aH_2O} – тиск водяної пари в середовищі (Па), P_{skH_2O} – тиск водяної пари в насиченому повітрі при T_{sk} (Па), A_v – поверхня випаровування (м^2), F_{pcl} – коефіцієнт проникності одягу.

α_v можна розрахувати як

$$\alpha_v = k \alpha_k = 335,7 \quad \text{Вт/ м}^2 \cdot \text{Па}$$

з $k = 16,7 \text{ К/Па}$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

A_B можна обчислити як

$$A_B = (A_B / A_{DB}) A_{DB} = w A_{DB} = 1.8 \text{ м}^2$$

де w — чутливість шкіри, фізіологічний індекс, що визначається як співвідношення між фактичною швидкістю потовиділення та максимальною швидкістю потовиділення, яка виникає, коли шкіра повністю волога. w може коливатися від 0,06, коли втрати тепла на випаровування спричинені лише пасивною дифузією, до 1, коли поверхня шкіри повністю волога.

Теплонадходження від людей

Теплонадходження людини складаються з віддачі явного і прихованого тепла і залежать в основному від тяжкості виконуючої роботи, температури і швидкості руху оточуючого повітря, а також від теплозахисних властивостей одяжі.

Теплонадходження від людей визначаються за формулою:

$$Q_L = q_n \cdot n, \text{ Вт} \quad (2.1)$$

де q_n — кількість теплоти, що виділяється однією людиною, приймаємо згідно [20], Вт/люд

n — кількість людей в приміщенні, за технічним завданням $n=1500$ чол.

Розрахунок був зроблений за наступних вихідних даних:

- необхідні параметри повітря у спортзалі у зоні глядацьких трибун:

взимку $t_{вн}=18^{\circ}\text{C}$ $\varphi_{вн} = 40-45 \%$ (у нічний час $t_{вн}=10^{\circ}\text{C}$ підтримується системою опалення)

влітку $t_{вн} = 24^{\circ}\text{C}$ $\varphi_{вн} = 55\%$

- у зоні спортмайданчика (враховуючи нормативні вимоги та вимоги постачальників конструкції підлоги)

Температура взимку та влітку $t_{вн} = 22^{\circ}\text{C}$ $\varphi_{вн} = 45-55 \%$

Така температура та відносна вологість повітря у зоні спортмайданчика підтримується цілодобово.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Теплонадходження від одного глядача:

$$\begin{aligned} \text{при } t_{\text{вн}} = 24^{\circ}\text{C} \quad Q_{\text{Я}} &= 72 \text{ Вт} \\ Q_{\text{П}} &= 102 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{при } t_{\text{вн}} = 18^{\circ}\text{C} \quad Q_{\text{Я}} &= 100 \text{ Вт} \\ Q_{\text{П}} &= 133 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Теплонадходження від одного спортсмена:

$$\begin{aligned} \text{при } t_{\text{вн}} = 22^{\circ}\text{C} \quad Q_{\text{Я}} &= 117 \text{ Вт} \\ Q_{\text{П}} &= 250 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Теплонадходження від джерел освітлення

Кількість тепла, що надходить в приміщення від джерел штучного освітлення однакова у теплий та холодний періоди та визначається за проектною потужністю освітлювачів. При цьому вважають, що вся енергія, яка втрачається на освітлення переходить в тепло, яке нагріває повітря приміщення. В роботі використано люмінесцентні лампи переважно відбитого світла, з розподіленням струмینی світла вниз.

Теплонадходження від джерел освітлення визначаємо за наступною формулою:

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}} \quad (2.2)$$

де E – освітленість робочих поверхонь, лк, приймаємо за табл.2.3. [23],
 $E=200$ лк;

F – площа підлоги приміщення, м^2 , $F= 2016 \text{ м}^2$;

$q_{\text{осв}}$ – питомі тепловиділення від ламп, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{лк}$, визначаємо за [23],
 $q_{\text{осв}}=0,094 \text{ Вт}/\text{м}^2 \text{ лк}$;

$\eta_{\text{осв}}$ – доля теплоти, що надходить в приміщення, для люмінесцентних ламп $\eta_{\text{осв}}=0,45$

Згідно цього тепловиділення в приміщенні від освітлення складають:

$$Q_{\text{осв}} = 200 \cdot 2016 \cdot 0,094 \cdot 0,45 = 17\,055 \text{ Вт.}$$

Теплонадходження від сонячної радіації.

Теплонадходження від сонячної радіації розрізняють як теплонадходження крізь освітлення і через покриття. У випадку коли покриття суміщене з

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

покриттям (у випадку без горища) надходження сонячної радіації є сумою кількості теплоти, що надходить від освітлення світлових прорізів і кількості теплоти, що надходить через покриття:

$$Q_{c.p.} = Q^{\epsilon}_{c.p.} + Q^n_{c.p.}, \text{ Вт} \quad (2.3)$$

Використовуємо двокамерний склопакет з енергозберігаючими склом, термічний опір такого склопакета $R=0,42 \text{ м}^2\text{К/Вт}$ (за даними інституту фізики);

Сумарні теплонадходження від сонячної радіації будуть дорівнювати

$$Q^{\epsilon}_{c.p.} = 113\,760 \text{ Вт}$$

Значення розрахункових величин заносимо до табл.2.5

Таблиця 2.5

Розрахункові значення кількості теплоти, що надходить у приміщення

Період року	Об'єм приміщення, м ³	Кількість теплоти, Вт			
		Від Людей	Від сонячної радіації	Від освітлення	Всього
ТП	14 515,2	528 000	113 760	17 056	658 816
ХП		574 500	—	17 056	591 556

В теплий період враховуємо як теплонадходження від освітлення, так і теплонадходження від сонячної радіації, оскільки спостерігається одночасна дія обох цих факторів (освітлення працює у постійному режимі).

2.2.2. Тепловий баланс у приміщенні

Різниця теплонадходжень $\sum Q_{надх}$ і втрат теплоти $\sum Q_{вт}$ визначає теплонадлишки (або теплонестачу) ΔQ в приміщенні, які повинні бути асимільовані (або компенсовані) вентиляційним повітрям [21]

Відповідно визначаємо теплонадлишки (або теплонедостачу) повні для теплого і холодного періоду року.

Розрахунок необхідної кількості повітря, що подається для асиміляції теплонадлишків був виконаний за наступних вихідних даних:

Параметри зовнішнього повітря:

$$t_i^{\epsilon} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$I_i^{\epsilon} = -16,3 \text{ кДж/кг};$$

$$t_i^e = 28,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$I_i^e = 62 \text{ кДж/кг.}$$

Максимальна кількість глядачів, що одночасно перебувають у залі в режимі змагань 1500 осіб (у тому числі 260 глядачів, розміщених у торцях спортмайданчика). Кількість спортсменів, що у режимі тренувань 40 чол.

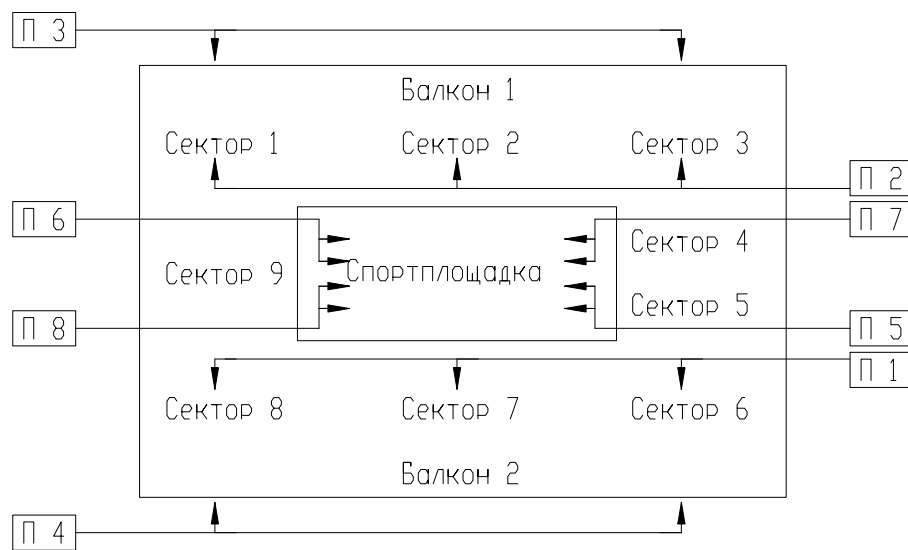
Сектора 1, 3, 6, 8 по 110 люд. $\Delta t = 5^\circ\text{C}$, $n=440$ люд;

Сектора 2, 7 по 220 люд. $\Delta t = 8^\circ\text{C}$, $n=440$ люд;

Сектора 4, 5, 9 $\Delta t = 6^\circ\text{C}$, $n=260$ люд;

Балкон 1, 2 по 180 люд $\Delta t = 8^\circ\text{C}$, $n=360$ люд;

Спортивна площадка $\Delta t = 6^\circ\text{C}$, $n=40$ люд.



Мал. 1. Принципова схема розміщення глядачів у залі та подачі припливного повітря

Глядацький зал. Режим змагань ТП.

Загальні теплонадходження до зони залу для глядачів з подачею повітря при $\Delta t = 8^\circ\text{C}$. Кількість глядачів – 800 осіб.

1. Теплонадходження від людей $Q_n = 800 \times 102 = 81600 \text{ Вт};$

$$Q_{\text{я}} = 800 \times 72 = 57600 \text{ Вт.}$$

2. Теплонадходження від підсвічування в режимі змагань $Q_{\text{пд}} = 2000 \text{ Вт}$

3. Теплонадходження через покриття $Q_{\text{инс}} = 25900 \text{ Вт.}$

$$\Sigma Q_n = 109500 \text{ Вт};$$

$$\Sigma Q_{\text{я}} = 85500 \text{ Вт.}$$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Вологонадходження від людей $W = 800 \times 0,062 = 49,6$ кг/год.

Необхідна кількість припливного повітря:

$$L = \frac{3,6 \times 85500}{1,005 \times 8 \times 1,2} = 31900 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

За надлишками тепло- і вологовиділень в теплий період визначаємо кутовий коефіцієнт променю процесу в приміщенні, кДж/кг:

$$\varepsilon_m = \Delta Q^{mn} / W^{mn}$$

Промінь процесу:

$$\varepsilon = \frac{109500 \cdot 3,6}{49,6} = 7948 \text{ кДж/кг.}$$

Параметри повітря, що підтримуються в залі в зоні глядачів у теплу пору року:

$$t_{\text{вн}} = 24 \text{ }^\circ\text{C}; \varphi_{\text{вн}} = 50\% ;$$

$$t_{\text{нр}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}; \varphi_{\text{вн}} = 65\% .$$

$$Q_x = 31900 \times 1,2 \times 1,163(13,8 - 7,8) = 267,2 \text{ кВт.}$$

Повітророзподіл здійснюється двома установками АТ, продуктивністю 15950 м³/год кожна.

Загальні теплонадходження до зони залу для глядачів з подачею повітря при $\Delta t = 5$ С. Кількість глядачів – 440 осіб.

1. Теплонадходження від людей $Q_n = 440 \times 102 = 44880$ Вт;

$$Q_{\text{я}} = 440 \times 72 = 31680 \text{ Вт.}$$

2. Теплонадходження від підсвічування в режимі змагань $Q_{\text{інд}} = 2000$ Вт

3. Теплонадходження через покриття $Q_{\text{єін}} = 12000$ Вт.

$$\Sigma Q_n = 58880 \text{ Вт;}$$

$$\Sigma Q_{\text{я}} = 45680 \text{ Вт.}$$

Вологонадходження від людей $W = 440 \times 0,062 = 27,3$ кг/год.

Необхідна кількість припливного повітря:

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

$$L = \frac{3,6 \times 45680}{1,005 \times 5 \times 1,2} = 27280 \text{ м}^3/\text{Год.}$$

Промінь процесу:

$$\varepsilon = \frac{58880 \cdot 3,6}{27,3} = 7764 \text{ кДж/кг.}$$

$$Q_x = 27280 \times 1,2 \times 1,163(13,8 - 8,3) = 209,4 \text{ кВт.}$$

Повітророзподіл здійснюється двома установками АТ, продуктивністю 13650 м³/год кожна.

У розрахунках було враховано, що геометрична висота залу не дозволяє подавати повітря з однаковою температурою, т.к. відстань від повітророздавальних пристроїв до зони глядачів – змінна величина і тому дві установки подають повітря з різницею температур між температурою в зоні глядачів та рівнем випуску повітря з повітророздавальних пристроїв $\Delta 5^\circ\text{C}$ та дві установки з $\Delta 8^\circ\text{C}$. Глядачі, розміщені у районі торців спортмайданчика обслуговуються установками «Універсал», ці місця можуть бути заповнені в режимі тренувань і в режимі змагань.

Спортмайданчик. Режим тренувань. ТП.

Параметри повітря, що підтримуються на полі в теплу пору року:

$$t_{\text{вн}} = 24^\circ\text{C}; \varphi_{\text{вн}} = 55\% .$$

Загальні теплонадходження в зону залу для глядачів з подачею повітря при $\Delta t = 6^\circ\text{C}$. Кількість спортсменів – 40 люд.

1. Теплонадходження від людей $Q_n = 40 \times 250 = 10000 \text{ Вт};$

$$Q_y = 40 \times 95 = 3800 \text{ Вт.}$$

2. Теплонадходження від підсвічування в режимі змагань $Q_{\text{осв}} = 46600 \text{ Вт.}$

$$\Sigma Q_n = 56600 \text{ Вт};$$

$$\Sigma Q_y = 50400 \text{ Вт.}$$

Вологонадходження від людей $W = 40 \times 0,34 = 13,6 \text{ кг/год.}$

Промінь процесу:

$$\varepsilon = \frac{56600 \cdot 3,6}{13,6} = 14982 \text{ кДж/кг.}$$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Необхідна кількість повітря на асиміляцію теплонадходжень при $\Delta t = 6^\circ\text{C}$:

$$L = \frac{3,6 \times 50400}{1,005 \times 6 \times 1,2} = 25100 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

До установки приймається чотири «Універсали» $Q_x = 200$ кВт
 $L = 4 \times 9000 = 36000 \text{ м}^3/\text{ГОД}$, у тому числі зовнішнього повітря $L_{нар} = 40 \times 100 = 4000$
 $\text{м}^3/\text{ГОД}$.

$$t_{см} = \frac{4000 \times 28,6 + 32000 \times 26}{36000} = 26,2^\circ\text{C.}$$

$$Q_x = 36000 \times 1,2 \times 1,163(12,8 - 9) = 190,9 \text{ кВт.}$$

Кількість повітря на підпір у теплий період року становить $4000 \text{ м}^3/\text{ГОД}$.

Спортмайданчик. Режим тренувань. XII.

Параметри повітря, що підтримуються на полі в холодну пору року:

$$t_{вн} = 22^\circ\text{C}; \varphi_{вн} = 55\% .$$

Системою опалення у залі підтримується температура $+18^\circ\text{C}$.

1. Теплонадходження від людей $Q_n = 40 \times 250 = 10000$ Вт;

$$Q_y = 40 \times 117 = 4680 \text{ Вт.}$$

2. Теплонадходження від підсвічування в режимі змагань $Q_{осе} = 46600$ Вт.

$$\Sigma Q_n = 56600 \text{ Вт};$$

$$\Sigma Q_y = 51280 \text{ Вт.}$$

Вологонадходження від людей $W = 40 \times 0,34 = 13,6$ кг/год.

Промінь процесу:

$$\varepsilon = \frac{56600 \cdot 3,6}{13,6} = 14982 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість повітря, що подається $L = 36000 \text{ м}^3/\text{ГОД}$, у тому числі зовнішнього повітря $L_{нар} = 6000 \text{ м}^3/\text{ГОД}$.

$$t_{см} = \frac{6000 \times (-18) + 30000 \times 22}{36000} = 15,3^\circ\text{C.}$$

Зволоження: $W = 36000 \times 1,2(8,7 - 7,5) = 51,8$ кг/год.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Припливне повітря подається з температурою $t = 16^\circ\text{C}$ и $\varphi = 78\%$.

Кількість повітря на підпір у холодну пору року $L = 6000\text{м}^3/\text{год}$.

Для підтримки на полі $\varphi = 55\%$ необхідно подавати додатково зволожене повітря над рівнем підлоги з автоматичною підтримкою $\varphi = 55\%$.

Глядацький зал. Режим змагань XII.

Загальні теплонадходження в зону залу для глядачів з подачею повітря при $\Delta t = 8^\circ\text{C}$. Кількість глядачів – 800 люд. У залі підтримується температура $t = 18^\circ\text{C}$.

1. Теплонадходження від людей $Q_n = 800 \times 104 = 83200$ Вт;

$$Q_y = 800 \times 87 = 71200 \text{ Вт.}$$

2. Теплонадходження від підсвічування в режимі змагань $Q_{осв} = 2000$ Вт.

$$\Sigma Q_n = 85200 \text{ Вт;}$$

$$\Sigma Q_y = 73200 \text{ Вт.}$$

Вологонадходження від людей $W = 800 \times 0,04 = 25,6$ кг/год.

Промінь процесу:

$$\varepsilon = \frac{85200 \cdot 3,6}{25,6} = 11981 \text{ кДж/кг.}$$

Подається кількість припливного повітря за теплим періодом $L = 31900\text{м}^3/\text{год}$.

Загальні теплонадходження в зону залу для глядачів з подачею повітря при $\Delta t = 5^\circ\text{C}$. Кількість глядачів – 440 люд.

1. Теплонадходження від людей $Q_n = 440 \times 104 = 45760$ Вт;

$$Q_y = 440 \times 89 = 39160 \text{ Вт.}$$

$$\Sigma Q_n = 45760 \text{ Вт;}$$

$$\Sigma Q_y = 39160 \text{ Вт.}$$

Вологонадходження від людей $W = 440 \times 0,04 = 17,6$ кг/год.

Промінь процесу:

$$\varepsilon = \frac{45760 \cdot 3,6}{17,6} = 9360 \text{ кДж/кг.}$$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Подається кількість припливного повітря за теплим періодом $L = 27280$ м³/год.

Теплоповітряний баланс у приміщенні

Порядок розрахунку та побудови процесів на I-d діаграмі

1. Параметри зовнішнього, рециркуляційного, що перетікає з сусідніх приміщень і повітря, що подається кондиціонерами (точки «*ext*», «*inf*», «*in_{AT4}*», «*in_ш*» і «*p*») виміряні експериментально. Наносимо ці крапки на I-d діаграму.

2. Параметри суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря в шафовому кондиціонері та параметри суміші повітря, що подається шафовими кондиціонерами та установками АТ4 (точки «*c*» і «*c_{in}*») знаходимо графічно по I-d діаграмі, знаючи кількості повітря, що змішується. Наносимо ці крапки на I-d діаграму.

3. Кількість повітря, що перетікає із сусідніх приміщень, знайдено експериментально (збільшенням подачі припливного повітря на підпір до усунення перетікання) і дорівнює

$$G_{inf}^{int} = G_{ext}^m + G_{ext}^{AT4} - G_l^{AT4} - G_{поля} = 7845 + 31165 - 16780 - 3000 = 19230 \text{ кг/год} , \text{ де}$$

G_{inf}^{int} - кількість повітря, яке перетікає з сусідніх приміщень;

G_{ext}^m - кількість зовнішнього повітря, що подається шафовими кондиціонерами;

G_{ext}^{AT4} - кількість зовнішнього повітря, яке подається кондиціонерами АТ4;

G_l^{AT4} - кількість повітря, яке видаляє кондиціонери АТ4;

$G_{поля}$ - кількість повітря, що видаляється у площині поля.

4. Кількість повітря, що інфільтрується в приміщення ззовні, приймається в розмірі 10% кількості повітря, що подається кондиціонерами ($G_{in} = G_{in}^{AT4} + G_{in}^m = 74415 \text{ кг/год}$) та дорівнює

$$G_{inf}^{ext} = 0.1 \times G_{in} = 0.1 \times 74415 = 7440 \text{ кг/год}$$

5. Справедливе рівняння:

$$d_{int} \times G = d_c^{inf} \times G_{inf} + d_c^{in} \times G_{in} , \text{ де}$$

d_{int} - вологовміст повітря у приміщенні;

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

d_c^{inf} - вологовміст суміші повітря, що перетікає із сусідніх приміщень та інфільтрується ззовні;

d_c^{in} - вологовміст суміші повітря, що подається шафовими кондиціонерами та установками АТ4;

G_{inf} - загальна кількість повітря, що інфільтрується,

$$G_{inf} = G_{inf}^{int} + G_{inf}^{ext} = 19230 + 7440 = 26670 \text{ кг/год};$$

G - загальна кількість повітря, що надходить у приміщення,

$$G = G_{in} + G_{inf} = 74415 + 26670 = 101085 \text{ кг/год}.$$

6. З цього рівняння визначаємо вологовміст суміші повітря, що перетікає з сусідніх приміщень та інфільтрується ззовні:

$$d_c^{inf} = \frac{d_{int} \times G - d_c^{in} \times G_{in}}{G_{inf}} = \frac{5.8 \times 101085 - 6.48 \times 74415}{26670} = 3.8 \text{ г/кг}$$

7. На перетині відрізка «*inf-ext*» та $d_c^{inf} = 3.8 \text{ г/кг}$ знаходимо точку «*c_{inf}*».

8. З'єднуємо точки «*c_{inf}*» та «*c_{in}*» (отриманий відрізок характеризує процес змішування припливного та інфільтраційного повітря) і за співвідношенням витрат повітря знаходимо точку «*int*», яка характеризує параметри повітря в приміщенні.

9. З'єднуємо точки «*int*» та «*p*», отримуючи значення променя процесу:
 $\varepsilon = 14.5 \text{ кДж/кг} = 3463 \text{ ккал/кг}$, що відповідає проектному.

10. На підставі проведених натурних досліджень та розрахунків складаємо таблицю теплоповітряного балансу (табл.2.6)

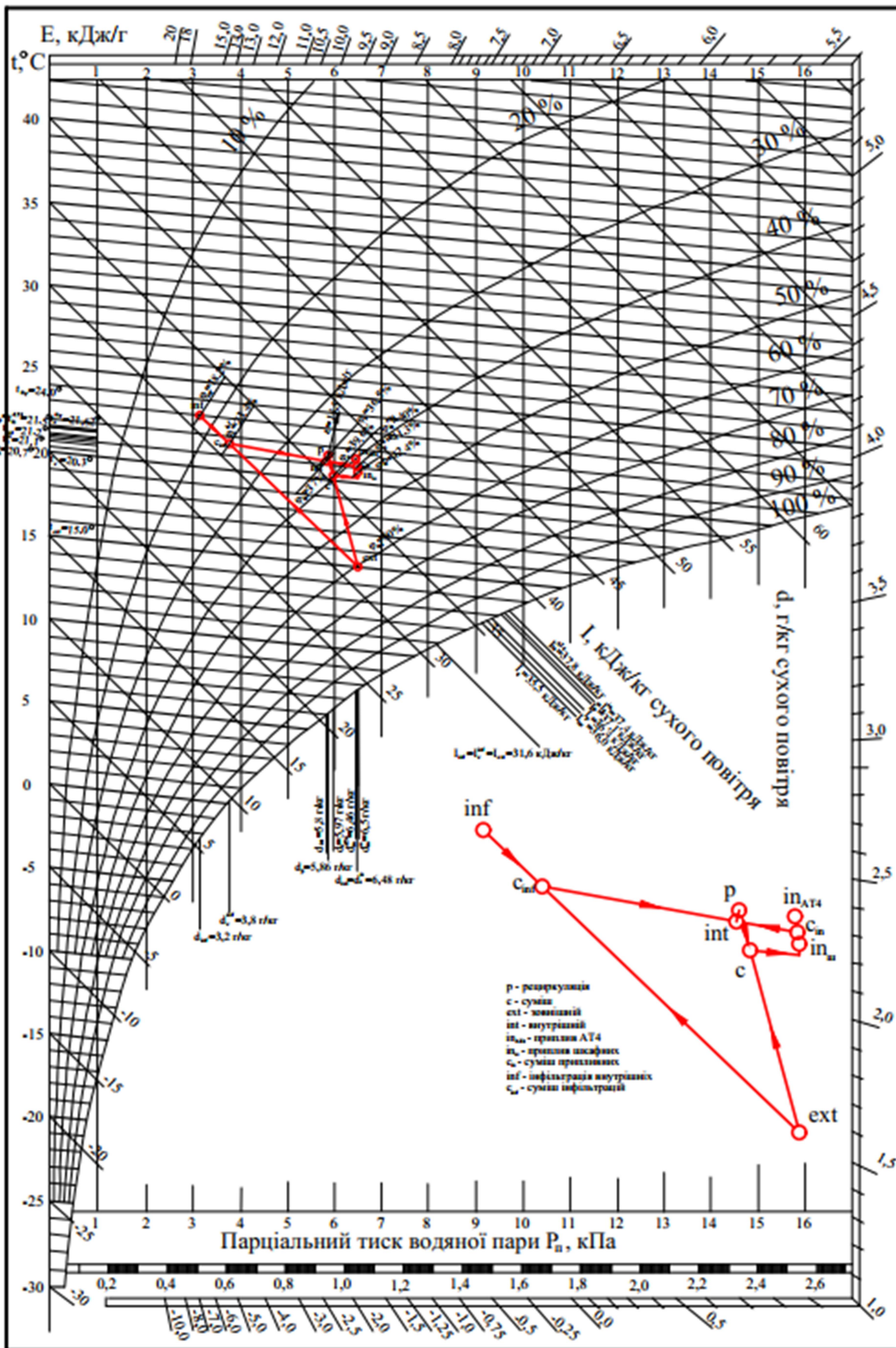
					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Теплоповітряний баланс

Таблиця 2.6

	Точка на I-d діаграмі	Витрата, м ³ /год	Витрата, кг/год	Щільність, кг/м ³	Температура, °C	Ентальпія, кДж/кг	Вологовміст, г/кг	Відносна вологість, %
Зовнішнє повітря	<i>ext</i>	6400	7845	1,23	18,0	31,6	6,48	60,0
Рециркуляція	<i>p</i>	29600	35480	1,20	21,5	36,4	5,86	36,5
Суміш	<i>c</i>	36000	43330	1,20	20,3	35,5	5,97	39,6
Приплив від шаф кондиціонерів	<i>in_ш</i>	36000	43270	1,20	20,7	37,1	6,50	42,4
Приплив від АТ4	<i>in_{АТ4}</i>	26000	31165	1,20	21,5	37,8	6,46	40,0
Суміш припливного повітря	<i>c_{in}</i>	62000	74415	1,20	21,1	37,4	6,48	41,3
Витяжка АТ4	<i>p</i>	14000	16780	1,20	21,5	36,4	5,86	36,5
Витяжка у площині поля		2500	3000					
Повітря у приміщенні	<i>int</i>			1,20	21,2	36,0	5,80	37,0
Інфільтрація із внутрішніх приміщень	<i>inf</i>	15900	18900	1,19	24,0	31,6	3,20	18,2
Інфільтрація ззовні	<i>ext</i>	6200	7600	1,23	15,0	31,6	6,48	60,0
Суміш повітря, що інфільтрується	<i>c_{inf}</i>	22100	26480	1,20	21,6	31,6	3,80	23,4

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

2.2.3 Опис прийнятих систем

При ухваленні рішення про повітродачу враховувалися такі фактори:

- можлива різна висота роздачі припливного повітря зумовлена конструктивними особливостями зали, що спричинило подачу повітря в зону глядачів з різними температурами;
- Необхідність підтримки постійної температури на поверхні підлоги спортмайданчика;
- Різні варіанти розміщення глядацьких місць;
- враховувалося різне теплонадходження від освітлювального обладнання (при роботі TV та звичайне освітлення).

Виходячи з цих факторів проектом прийнято:

1) встановлення чотирьох систем П1 – П4 (АТ-4) за допомогою яких підтримуються необхідні параметри повітря у зоні знаходження глядацьких трибун. Усі чотири системи припливно-витяжні, що складаються з повітрозабірних та викидних заслінок, фільтра, рекуператора припливного та витяжного вентиляторів, теплообмінників та шумоглушників. Повітродавання від систем здійснюється через спеціальні регульовані повітро-припливні дифузори струменями, які повністю перекривають зону бічних трибун (1240 місць). Дифузори розраховані таким чином, щоб рухливість повітря у зоні глядачів не перевищувала 0,2 м/с. Доступ до них передбачено з підвісних містків.

AL-KO Term – центральні секційні кондиціонери типу АТ-4. Сумарна витрата повітря кондиціонерами складає 300000 м³/год, сумарні тепло- та холодопродуктивність – 1136 кВт та 1248 кВт відповідно. Досягнення необхідного рівня комфорту за допомогою обладнання AL-KO Term обумовлено високою якістю виготовлення за рахунок жорстокого дотримання технологічних вимог (норми RAL-RLT та DIN EN 1886). З моменту випуску обладнання відповідає найвищим стандартам якості. При розробці кондиціонерів типу АТ особлива увага приділялася питанням економічності роботи та зниження непродуктивних витрат енергії. Було використано будівельні матеріали з покращеними звуко- та теплоізоляційними властивостями класу А1; особливий

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

тип з'єднання панелей корпусу, що ефективно перешкоджає втратам теплоти; оптимальне обтікання повітрям окремих конструктивних елементів; оптимальні режими подачі повітря, які забезпечують можливість використання агрегатів різного виконання та зменшені швидкості руху повітря у каналах.

При експлуатації в умовах середньоєвропейського клімату робочим є діапазон температур від -30 до $+60^{\circ}\text{C}$. Елементи обладнання розміщуються в окремих функціональних блоках, що робить можливим поєднання у будь-якій послідовності, гарантуючи гнучкість вибору та розміщення обладнання на об'єкті.

В комплект кондиціонера входять: камера змішування; фільтр класу EU-4; повітрянагрівач та повітроохолоджувач з відповідною арматурою, яка забезпечує гнучке регулювання; вентилятор; секція вбудованого шумоглушника; регулююча автоматика. Фільтр, виконаний з високоякісного скловолокна, монтується у спеціальній монтажній рамі, яка полегшує обслуговування секції. Повітрянагрівач та повітроохолоджувач виконані з безшовних мідних труб з напресованим алюмінієвим оребрением, які забезпечують високий коефіцієнт теплопередачі. Передбачено захист від впливу дії низьких температур. Секція шумоглушника, яка обладнується звукопоглинаючими плитами з мінерального волокна, забезпечує середній рівень шумоглушіння до 34 дБ. Використаний радіальний вентилятор з передбаченими: захистом двигуна від перегріву за допомогою термореле; вирівнюванням потенціалів між вентиляторним агрегатом та корпусом установки; ефективним зниженням шуму та вібрації.

Забір відпрацьованого повітря здійснюється через вертикальні решітки, біля виходів із зали та частково через повітропроводи розміщені під глядацькими трибунами. Далі відпрацьоване повітря проходить через рекуператори, віддаючи тепло або холод зовнішньому (свіжому) повітрі і викидається вище за дах будівлі.

Вночі підтримується внутрішня температура в залі $+10^{\circ}\text{C}$ за допомогою опалювальної системи.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

2) Установка чотирьох систем П5 – П8, які обслуговують зону спортивного майданчика та зону частини глядацьких місць (260 осіб), що розміщуються на трибунах, що трансформуються, по обидва торці залу.

Усі чотири системи припливно-рециркуляційні, шафні установки кондиціонування "Універсал" з парогенератором, які дають можливість підтримувати в автоматичному режимі температуру, що нормується, і вологість у робочій зоні спортсменів.

У нічний час працюють дві установки на рециркуляцію для підтримки у поверхні спортивного майданчика необхідного тепловологового режиму.

У робочий час установки подають потрібну кількість зовнішнього повітря. Відпрацьоване повітря відводиться вище за дах будівлі.

Для провітрювання верхньої зони спортзалу передбачені фрамуги, що дистанційно відкриваються, розміщені в найвищих точках зали.

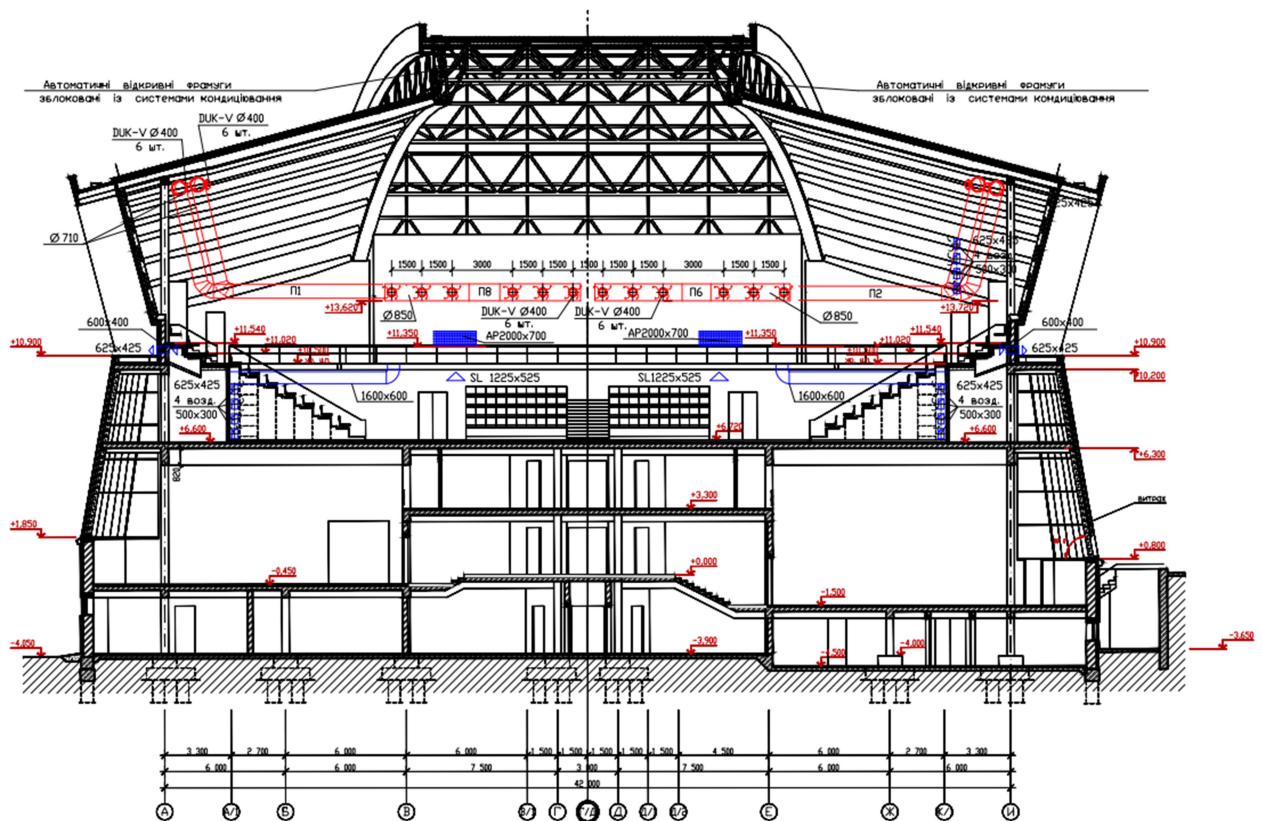


рис.2.1. схема провітрювання автоматичними відкривними фрамугами

									90
									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА				

Повітроздавання від систем П5 – П8 здійснюється через регульовані дифузори. Забір відпрацьованого повітря через ґрати на повітропроводах у торцях зали.

Така схема уможлиблює підтримку нормованих параметрів у спортзалі за різних умов експлуатації.

Подача та видалення повітря проводиться по повітропроводах класу П.

Усі установки розміщені у спеціально виділених звукоізованих приміщеннях.

Теплоносієм для теплообмінників є вода, з параметрами 90–70°C. Охолоджувачем - вода з параметрами 7-12°C.

2.2.4 Підбір обладнання установок кондиціонування повітря

Кондиціонери типу АТ-4 побудовані на принципі блокування складових, що полегшує доставку, монтаж та обслуговування установки на протязі експлуатації.

В комплект кондиціонера входять наступні секції (рис. 2.9.1):

- вентилятор
- теплообмінник
- фільтр
- автоматичний блок
- роторний рекуператор
- шумоглушники
- повітроохолоджувач

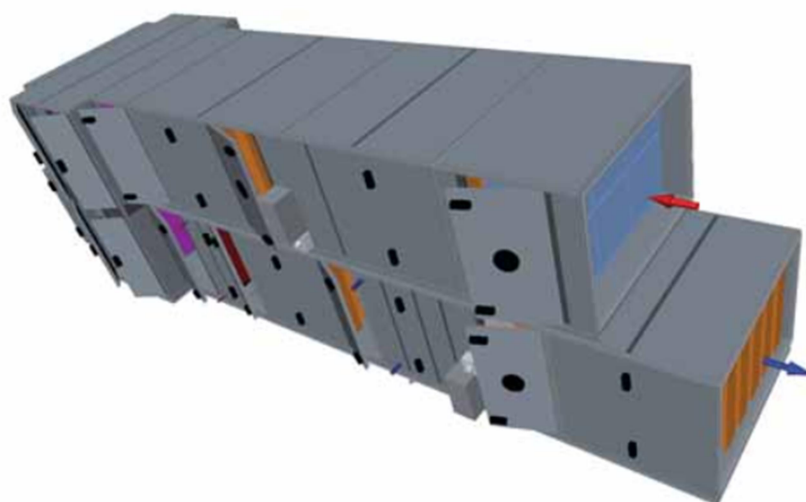
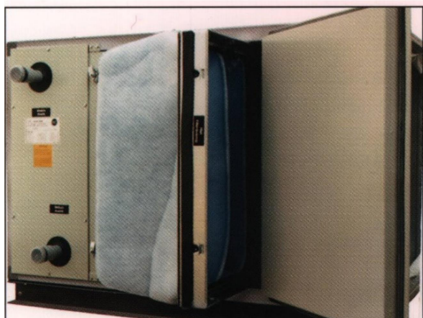


рис.2.2 Схема установки АТ4.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Підбір фільтрів

ФІЛЬТР ПРИПЛИВНИЙ			FE-NR. :	3	Приналежності:
Тип	F6		Клас фільтра :	F6	Візуальний датчик перепаду тиску з ел. сигналом
Роб. перепад тиску	127	Па	Швидкість у секції:	1.1 м/с	
Поч. перепад тиску.	55	Па	Робоча поверхня:	17,1 м ²	
Кінцев. перепад тиску	200	Па	Довжина фільтра	360мм	



Комплект фільтрів розміщений на спеціально вбудованій рамі, яка кріпиться пружинними кріпленнями. Між карманами фільтра для збереження необхідної відстані використовуються нейлонові кріплення

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Таблиця 2.7

Підбір повітроохолоджувачів

ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧ ПРИПЛИВНИЙ			FE-NR.	5	Приналежності
Тип	CW-Cu/Al-A		Кіл. рядів труб	6	
Роб. перепад тиску	182	Па	Роб. перепад тиску	10,8 кПа	
Параметри повітря на вході	28/42	С°/%	Температура холодоносія	7/12 С°	
Параметри повітря на виході	16/88	С°	Робочий об'єм	25838 л/ч	
Продуктивність	156	кВт	Гліколь	0 %	
LT/Kreise	2.1		Об'єм теплообмінника	55,7 л	
Зовн. підключення	2*80	DN			



- безшовні мідні трубки з впресованими механічним способом алюмінієвими пластинками
- вмонтований в раму з сталевих оцинкованих листів
- відстань між пластинками 2,1 мм
- всю настигнну проводку виконано в ізоляції із армафлексу

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Підбір теплообмінника

Теплообменник



Теплообменник Cu/Al

Пять типов теплообменников в соответствии с типом воздушонагревателя, для теплой воды, подаваемой насосами типа PWW, для горячей воды, подаваемой насосами PHW или пара D.

Теплообменники из меди/алюминия, коллекторы из стали, можно извлекать сбоку.
Рама из оцинкованного стального листа.
Дюймовая труба для подсоединения насосов теплой и горячей воды PWW и PWH.
Фланец и контрфланец для пара.

Указание!

Для теплой и горячей воды PWW или PWH: резьбовой патрубков на PN 16 до 140°C
Подвод воды на стороне выхода воздуха вверх/вниз
Отвод воды на стороне входа воздуха вверх/вниз
Сторона подсоединения - в направлении потока воздуха справа/слева
Присоединительные размеры - см. табл. стр. 6-13

для пара: с фланцем и контрфланцем, до 9 бар насыщенного пара
Присоединение пара вверх
Отвод конденсата вниз
Сторона подсоединения - в направлении потока воздуха только слева
Присоединительные размеры - см. табл. стр. 6-13

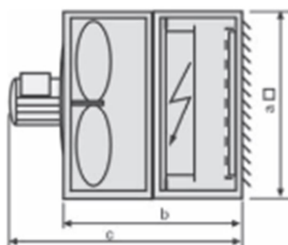
Альтернативный вариант:

Теплообменник из оцинкованной стали

Теплообменники и коллекторы из оцинкованной стали, можно извлекать сбоку, подходит для теплой воды, подаваемой насосами типа PWW, для горячей воды, подаваемой насосами типа PWH или для пара D.

Рама из оцинкованного листа.
Подсоединения с фланцем и контрфланцем.

Регистр электрообогрева вкл. защитный ограничитель температуры



Габариты:	LN	25	40	63	100
a		500	630	800	1000
b		600	600	600	680
c		755	770	800	880

Мощность электрического нагревателя:	LN	25	40	63	100
a		12 кВт	20 кВт	25 кВт	35 кВт
b		Более мощный нагреватель - по запросу			

Ступени нагрева:	12 кВт:	4-ступен. 1/4, 2/4, 3/4, 4/4
	20 кВт:	4-ступен. 1/4, 2/4, 3/4, 4/4
	25 кВт:	5-ступен. 1/5, 2/5, 3/5, 4/5, 5/5
	35 кВт:	5-ступен. 1/5, 2/5, 3/5, 4/5, 5/5

Чтобы избежать перегрева, необходимо обеспечить следующие минимальные расходы воздуха:

	LN	25	40	63	100
LR горизонтал. V _{мин} (м³/ч)		800	1600	2500	4000
LR вертикал. V _{мин} (м³/ч)		1000	2200	3200	5000

Защитные меры: во всех случаях должно быть обеспечено, чтобы при снижении объемов воздушных потоков ниже минимального уровня производилось отключение регистра электрообогрева. Кроме того, регистр электрообогрева допускается включать только в том случае, если управляющая цепь проходит через последовательное включенное реле контроля перегрева.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

94

Арк.

Характеристики мощности

для теплой воды, подаваемой насосами

для насыщенного пара

Тип	1				2				3				4				D						
	Част. вращ. [мин ⁻¹]		Об.возд.* V ₀ [м ³ /ч]		Част. вращ. [мин ⁻¹]		Об.возд.* V ₀ [м ³ /ч]		Част. вращ. [мин ⁻¹]		Об.возд.* V ₀ [м ³ /ч]		Част. вращ. [мин ⁻¹]		Об.возд.* V ₀ [м ³ /ч]		Част. вращ. [мин ⁻¹]		Об.возд.* V ₀ [м ³ /ч]				
	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж	Q̇ ₀	t _ж			
	t _ж [°C]		кВт °C		кВт °C		кВт °C		кВт °C		кВт °C		кВт °C		k _ж [°C]		кВт °C		кВт °C				
PWV 45/35	-15	20,1	0	16,5	3	24,0	4	19,5	7	31,9	12	25,3	16	36,3	19	28,4	23	-15	43,8	18	35,7	23	
	-10	17,9	4	14,8	6	21,4	7	17,4	10	28,6	15	22,7	18	32,6	21	25,5	24	-10	41,6	22	34,0	27	
	-5	15,8	7	13,1	9	18,9	10	15,4	13	25,3	17	20,2	20	28,9	23	22,7	26	-5	39,4	26	32,2	31	
	±0	13,7	11	11,3	13	16,4	14	13,4	16	22,1	20	17,6	22	25,3	25	19,9	28	1,1	±0	37,3	30	30,5	34
	+5	11,7	15	9,7	16	14,0	17	11,4	19	18,9	22	15,1	25	21,7	27	17,1	29	бар	+5	35,2	34	28,8	38
	+10	9,6	18	8,0	19	11,6	20	9,5	21	15,8	25	12,7	27	18,2	29	14,4	31	+10	33,2	38	27,1	42	
	+15	7,7	21	6,4	23	9,2	23	7,5	24	12,7	27	10,2	29	14,7	31	11,6	32	+15	31,1	41	25,4	45	
+20	5,7	25	4,8	26	6,9	26	5,7	27	9,7	29	7,8	31	11,2	32	8,9	33	+20	29,1	45	23,8	49		
PWV 50/40	-15	22,2	2	18,3	4	26,6	6	21,5	9	35,1	15	27,9	19	39,9	23	31,1	26	-15	47,0	21	38,4	26	
	-10	20,1	5	16,5	8	24,0	9	19,4	12	31,7	18	25,2	21	36,1	25	28,2	28	-10	44,8	25	36,6	30	
	-5	17,9	9	14,8	11	21,4	12	17,4	15	28,5	20	22,7	23	32,5	27	25,4	30	-5	42,6	29	34,8	33	
	±0	15,8	13	13,1	15	18,9	16	15,4	18	25,2	23	20,1	26	28,8	29	22,6	32	1,5	±0	40,6	33	33,1	37
	+5	13,8	16	11,4	18	16,5	19	13,4	21	22,1	25	17,6	28	25,2	31	19,8	33	бар	+5	38,4	36	31,4	41
	+10	11,7	20	9,7	21	14,0	22	11,4	24	18,9	28	15,1	30	21,7	33	17,0	35	+10	36,3	40	29,7	45	
	+15	9,7	23	8,0	25	11,6	25	9,5	27	15,8	30	12,7	32	18,2	34	14,3	36	+15	34,3	44	28,0	48	
+20	7,7	27	6,4	28	9,3	28	7,6	30	12,8	32	10,2	34	14,7	36	11,6	38	+20	32,2	48	26,3	52		
PWV 60/40	-15	22,3	2	18,4	5	26,7	6	21,8	9	36,1	16	28,9	20	41,5	24	32,6	28	-15	50,1	23	40,9	28	
	-10	20,1	6	16,7	8	24,2	9	19,7	12	32,8	19	26,2	22	37,7	26	29,7	30	-10	47,9	27	39,1	32	
	-5	18,0	9	14,9	11	21,6	13	17,7	15	29,5	21	23,7	25	34,0	28	26,8	32	-5	45,8	31	37,4	36	
	±0	15,9	13	13,2	15	19,2	16	15,7	18	26,3	24	21,1	27	30,4	30	24,0	34	2,0	±0	43,6	35	35,6	40
	+5	13,9	16	11,6	18	16,7	19	13,7	21	23,1	26	18,6	29	26,7	32	21,2	35	бар	+5	41,5	39	33,9	44
	+10	11,9	20	9,9	22	14,3	22	11,8	24	20,0	29	16,1	31	23,2	34	18,4	37	+10	39,4	43	32,2	47	
	+15	9,9	23	8,3	25	11,9	25	9,8	27	16,8	31	13,6	33	19,6	36	15,6	38	+15	37,3	47	30,5	51	
+20	7,9	27	6,6	28	9,6	28	7,9	30	13,7	33	11,1	35	16,1	37	12,9	39	+20	35,3	50	28,8	55		
PWV 70/50	-15	26,7	5	22,0	8	31,9	10	25,9	14	42,6	21	33,9	26	48,6	31	38,0	35	-15	54,8	27	44,7	23	
	-10	24,5	9	20,3	12	29,4	13	23,9	17	39,3	24	31,3	28	44,9	33	35,1	37	-10	52,6	31	42,9	26	
	-5	22,4	13	18,5	15	26,8	17	21,8	20	36,0	27	28,7	31	41,2	35	32,3	39	-5	50,4	35	41,1	30	
	±0	20,3	16	16,8	19	24,3	20	19,8	23	32,7	30	26,1	33	37,5	38	29,4	41	3,0	±0	48,2	39	39,4	34
	+5	18,2	20	15,1	22	21,8	23	17,8	26	29,5	32	23,6	36	33,9	40	26,6	43	бар	+5	46,1	43	37,6	38
	+10	16,1	23	13,4	26	19,3	27	15,8	29	26,3	35	21,1	38	30,3	41	23,9	45	+10	44,0	47	35,9	42	
	+15	14,1	27	11,7	29	16,9	30	13,8	32	23,2	37	18,6	40	26,7	43	21,1	46	+15	41,9	50	34,2	46	
+20	12,1	30	10,1	32	14,5	33	11,9	35	20,1	39	16,2	42	23,2	45	18,4	48	+20	39,8	54	32,5	50		
PWV 80/60	-15	31,1	9	25,6	12	37,1	14	30,1	18	49,0	27	38,9	32	55,6	38	43,3	42	-15	61,2	31	49,9	28	
	-10	28,9	12	23,8	16	34,5	17	27,9	21	45,6	30	36,2	35	51,8	40	40,4	45	-10	58,9	36	48,1	32	
	-5	26,7	16	22,0	19	31,9	21	25,9	25	42,3	33	33,6	37	48,1	42	37,5	47	-5	56,7	40	46,2	36	
	±0	24,5	20	20,2	23	29,3	24	23,8	28	39,0	35	31,0	40	44,4	44	34,7	49	5,0	±0	54,5	44	44,5	40
	+5	22,4	23	18,5	26	26,8	28	21,8	31	35,8	38	28,5	42	40,8	47	31,9	51	бар	+5	52,3	48	42,7	44
	+10	20,3	27	16,8	30	24,3	31	19,8	34	32,6	41	26,0	44	37,2	49	29,1	52	+10	50,2	52	40,9	48	
	+15	18,3	30	15,1	33	21,9	34	17,8	37	29,4	43	23,5	47	33,6	51	26,4	54	+15	48,1	56	39,2	52	
+20	16,2	34	13,4	36	19,4	37	15,9	40	26,3	46	21,0	49	30,1	52	23,7	56	+20	46,0	60	37,5	56		
PWV 90/70	-15	35,4	12	29,1	16	42,1	18	34,1	23	55,2	32	43,7	38	62,4	44	48,5	49	-15	69,3	38	56,4	34	
	-10	33,1	16	27,3	19	39,5	21	32,0	26	51,8	35	41,1	40	58,6	47	45,5	52	-10	67,0	42	54,6	38	
	-5	30,9	19	25,5	23	36,9	25	29,9	29	48,5	38	38,4	43	54,8	49	42,7	54	-5	64,7	46	52,7	42	
	±0	28,8	23	23,7	27	34,3	28	27,8	32	45,2	41	35,8	46	51,1	51	39,8	56	9,0	±0	62,5	50	50,9	46
	+5	26,6	27	21,9	30	31,8	32	25,7	36	41,9	44	33,3	48	47,5	53	37,0	58	бар	+5	60,3	54	49,1	50
	+10	24,5	30	20,2	33	29,2	35	23,7	39	38,7	46	30,7	51	43,9	56	34,2	60	+10	58,1	58	47,3	54	
	+15	22,4	34	18,5	37	26,8	38	21,7	42	35,5	49	28,2	53	40,3	58	31,5	62	+15	56,0	62	45,6	58	
+20	20,3	37	16,8	40	24,3	42	19,7	45	32,4	51	25,8	55	36,8	60	28,8	63	+20	53,8	66	43,9	62		
Мощн. эл. двигат. (кВт)(3 x 400В)	0,14	0,065	0,14	0,065	0,14	0,065	0,14	0,065	0,14	0,065	0,14	0,065	0,14	0,065	0,14	0,065	0,14	0,065	0,14	0,065			
Потребление тока (А) (3 x 400 В)	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4			
Дальность струи горизонт. [м]*	23	16	22,5	15	20	13,5	18	12	23	16	22,5	15	20	13,5	18	12	23	16	22,5	15			
Дальность струи вертик. [м]**	5,6	4,1	5,5	3,9	5,0	3,6	4,5	3,3	5,6	4,1	5,5	3,9	5,0	3,6	4,5	3,3	5,6	4,1	5,5	3,9			
Уровень звуков. давления дБ(А)**	60	54	60	54	60	54	60	54	60	54	60	54	60	54	60	54	60	54	60	54			
Объем воды в теплообмен. [л]	1,0		1,5		2,0		2,5		1,0		1,5		2,0		2,5		1,0		1,5				
Подключения теплообменника	R ¾"		R 1"		R 1"		R 1"		R 1"		R 1"		R 1"		R 1"		R 1"	DN 40 - DN 20		DN 40 - DN 20			

* При t_ж - t_{холод.} = 10 К

** Уровень звукового давления на расстоянии 5 м, измеряемый в помещении со средним звукопоглощением, размер помещения 1500 м³

Розділ 3
Наукова частина

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

3.1. Відомості про розрахунок припливних неізотермічних струмин та повітророзподільвачів, які їх утворюють

Припливні неізотермічні струмини.

Системи вентиляції, опалення та кондиціонування повітря часто забезпечують атмосферні температури, які відрізняються від кімнатної. Гравітаційна (Архімедова) сила виникає через різницю в густині виробленого струму. Сила тяжіння може бути великою у набігаючих струменях і разом із силами інерції впливає на їх розвиток. Ефект Архімеда залежить від напрямку струму через векторну природу гравітаційного поля. Коли горизонтальне повітря випускається, сила тяжіння змушує охолоджений струмінь падати або нагрітий струмінь підніматися. Ці сили також можуть спричинити відрив охолоджених струменів від стелі або нагрітих струменів від підлоги. У разі вертикальної подачі повітря сила тяжіння протилежна силі інерції, якщо напрямок сили постійний, це уповільнить розвиток струменя або збільшить його дальність. Сучасний критерій Архімеда (Ar_x) використовується для оцінки співвідношення сил тяжіння та сил інерції в поперечному перерізі струмини. Критерії включають швидкість і надлишкову температуру вздовж осі струменя, а також відстань x від початкового до поперечного перерізу, що розглядається.

$$Ar_x = \frac{gx\Delta t_x}{v_x^2 T_{вз}} \quad (3.1.)$$

Якщо в першому наближенні припустити, що зміни швидкості та надлишкової температури відбуваються за слабкими неізотермічними законами течії, то вираз для Ar_x вісесиметричний струмин можна виразити як:

$$Ar_x = \frac{n}{m^2} Ar_0 \left(\frac{x}{d_0} \right)^2 \quad (3.2)$$

де Ar_0 - критерій Архімеда у початковому перетині вісесиметричної струмини.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

З рівняння (3.2) видно, що відношення сили тяжіння до сили інерції в вісесиметричному неізотермічному струмені зростає пропорційно квадрату відстані від точки перетину до точки перетину, тобто

$$Ar_x / Ar_0 \propto (x/d_0)^2 \quad (3.3)$$

Слід підкреслити, що поточний критерій Архімеда пов'язаний із запропонованими І.А. Шепелевим [24] геометричними властивостями Н-течій наступним чином:

для вісесиметричних і віялових струмин:

$$H = \frac{x}{0,9\sqrt{Ar_x}} \quad (3.4)$$

Дослідження показали, що товщина динамічного прикордонного шару збільшується в неізотермічних струменях, підданих впливу сили тяжіння, спрямованої в бік розвитку струменя (підводиться нагрітим повітрям вгору або охолоджуючим повітрям вниз). Це призводить до збільшення кутового коефіцієнта половинної швидкості. Вплив сили тяжіння на теплообмін, а отже, і на розподіл надлишкової температури в неізотермічному перерізі струменя виражається по-різному. Зі збільшенням поточного критерію Архімеда товщина теплового прикордонного шару зменшується порівняно зі слабким ізотермічним струменем. Динамічні та теплові межі такого потоку показані на рисунку 3.1а.

У неізотермічному струмені, що піддається гравітаційному впливу проти інерційних сил (гаряче повітря подається вниз або холодне повітря вгору), товщина динамічного граничного шару спочатку збільшується, а потім відносно різко зменшується порівняно з незадіяним струменем. При цьому товщина теплового прикордонного шару (виражена величиною H) продовжує збільшуватися. Характерною особливістю вертикальних струменів, що утворюються під дією сили тяжіння, є наявність кінцевої ділянки, в якій різко зменшується товщина динамічного прикордонного шару і збільшується товщина теплового прикордонного шару: виникає радіальний напрям теплового потоку від струменя

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

динамічного прикордонного шару та кутового коефіцієнта пів швидкості $tg\alpha_{0,5v}$. Водночас у горизонтальних неізотермічних струменях зменшується товщина теплового прикордонного шару порівняно зі слабкими неізотермічними струменями, що призводить до зміни положення теплової та динамічної границь вздовж потоку. Коли горизонтальний струмінь відхиляється від заданого напрямку, відбувається явище, подібне до явища вертикального струменя, коли напрями сили тяжіння та сили інерції збігаються. Рівняння траєкторії, пов'язані з поточними координатами осі згину, можна виразити у вигляді поточного критерію Архімеда в неізотермічному струмені.

$$y = kAr_x x \quad (3.5)$$

де k - коефіцієнт пропорційності, визначаємий на основі обробки експериментальних даних.

Згідно зі здобутими даними, для струмин з вісесиметричною формою (див. рис.3.2) можна встановити коефіцієнт пропорційності, що дорівнює 0,6.

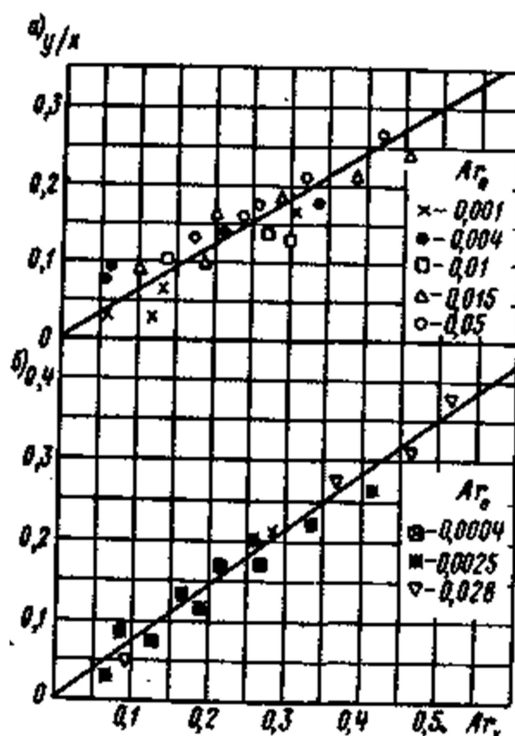


Рис. 3.2. Залежність (3.5) для визначення траєкторії горизонтально спрямованих вісесиметричних (а) і плоских (б) струмин

Підставляючи експериментально отримане значення пропорційного

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

коефіцієнта k і значення, що міститься в критерії Архімеда, в рівняння (3.5), можна отримати: для вісесиметричного струменя

$$\frac{y}{d_0} = 0,6 \frac{n}{m^2} Ar_0 \left(\frac{x}{d_0} \right)^2 \quad (3.6)$$

Розрахункові дані, отримані кількома авторами при дослідженні горизонтальних струменів, суттєво відрізняються від експериментальних. Навіть з урахуванням збільшення руху за рахунок підйому максимальна швидкість неізотермічного горизонтального струменя фактично не перевищує відповідного показника ізотермічного струменя. Причина розбіжності між теоретичною моделлю та даними досліджень така ж, як і для вертикальних неізотермічних струменів, тобто сили тяжіння та сили інерції діють в одному напрямку. Тому в практичних розрахунках для визначення максимальної швидкості рекомендується використовувати формулу ізотермічного струменя.

3.2.2. Аеродинамічні і теплові характеристики повітророзподільників

На основі проведених експериментів вчені отримали формули для коефіцієнтів детермінації m і n , які відображають швидкість зміни осьової швидкості та надлишкової температури в вісесиметричних струминах, плоских струминах і віялових струминах.

Для вісесиметричних струмин:

$$m = \frac{0,65}{\operatorname{tg} \alpha_{0,5v}} \sqrt{\frac{V_{wz}}{V_0} \sqrt[4]{\xi}} \quad (3.7)$$

$$n = \frac{0,54}{\operatorname{tg} \alpha_{0,5v}} \sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0} \sqrt[4]{\xi}} \quad (3.8)$$

Ізотермічний період вивільнення $\left(\sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}} = 1 \right)$ через відкриті розподільні отвори з рівномірним полем швидкості на виході $\sqrt[4]{\xi} = 1; \operatorname{tg} \alpha_{0,5v} = 0,1$ Максимальне значення коефіцієнта m , отримане розрахунковим методом, дорівнює: для

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

компактного струменя - 6,6, для плоского струменя - 2,6, для віялоподібного струменя - 1,05. Коефіцієнти m і n пов'язані один з одним за допомогою турбулентного числа Прандтля:

для компактних струмін:

$$n = \frac{1 + \sigma_m}{2} m \quad (3.9)$$

Для слабконеізотермічних струмін, величина σ_m , як уже відзначалося, практично постійна і дорівнює 0,65-0,7.

Найбільшого впливу на коефіцієнти m і n можна досягти шляхом штучного збільшення кута розширення (збільшення) струменя на шляху потоку розходяться лопатей, дисків, роторів. Це дозволяє істотно (іноді багаторазово) зменшити коефіцієнти m і n , якщо це необхідно. Через подачу повітря отворами, закриті діафрагмою або сіткою, коефіцієнт m також зменшиться (30-40%) через погіршення умов живлення в зоні формування, натомість збільшиться коефіцієнт

n . Вплив поправки $\sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}}$, враховуючи, що різниця температур (щільність) між припливним повітрям і навколишнім повітрям відносно невелика: для різниці температур $\pm 25^\circ\text{C}$ на виході величина поправки не перевищує $\pm 4\%$. Дослідження показали, що неоднорідності в полі швидкості на виході з повітророзподільника, створені, наприклад, боковою тягою і з урахуванням локальних коефіцієнтів опору, насправді призводять не до збільшення коефіцієнта m , а навпаки, до зменшення. Це пояснюється тим, що неоднорідність поля швидкості на витoku призводить до збільшення інтенсивності турбулентності.

Важливу роль при розрахунку вентиляційних систем відіграє відстань повітряного потоку. Це значення визначає відстань від випускного пристрою до місця, де швидкість струму приблизно дорівнює швидкості навколишнього повітря, і струм стає хаотичною вихровою системою. Якщо вважати, що вхідний повітряний потік майже повністю зникає, коли осьова (максимальна) швидкість становить 0,3 м/с (середня швидкість в перерізу становить 0,1~0,15

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

м/с), діапазон поширення повітряного потоку можна розрахувати по таким формулам:

для компактних та віялових струмин (включаючи неповні віялові і конічні)

$$x_{0,3} = 3,3m\nu_0\sqrt{F_0}K_cK_HK_{\epsilon_3} \quad (3.10)$$

для плоских струмин

$$x_{0,3} = 11m^2\nu_0^2b_0K_cK_HK_{\epsilon_3} \quad (3.11)$$

Оскільки співвідношення між стандартними і розрахунковими значеннями (екстремальними значеннями) швидкості і температури залежить від «зони безпосереднього впливу струму», необхідно встановити обмеження для цієї області. Відповідно до ДБН, межею цієї області є лінія, що проходить через точку, де швидкість становить половину максимальної швидкості. У цей час відстань від осі струму до межі «зони прямого впливу» можна визначити за такою формулою:

для неповних віялових струмин та компактних

$$y_{cp} = \frac{0,65m}{x} \quad (3.12)$$

Застосовують різні види повітророзподільних пристроїв залежно від призначення приміщення, його архітектурних особливостей, економічних і естетичних вимог, вимог до метеорологічних параметрів повітряного середовища в робочій зоні приміщення. Основна вимога до такого обладнання - забезпечити змішування подаваного повітря з навколишнім повітрям до необхідного рівня. Крім того, вони повинні відповідати багатьом іншим умовам, таким як аеродинамічний низький опір повітря, простота конструкції і технологічність. Однак в останні роки до цих вимог додалася ще одна важлива вимога - можливість гнучко і динамічно регулювати параметри генерованого приливного потоку, такі як напрямок і інтенсивність перемішування.

Випуск повітря із повітророзподільвачів з закручуючими пристроями

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

В останні роки в системах вентиляції часто використовуються повітророзподільники з закручуючими пристроями. Оскільки повітря розподіляється струменями різної швидкості та напрямку, забезпечується перемішування повітря. Результатом є плавний повітряний потік, який підтримується струменями більш швидких струменів. Це забезпечує більш рівномірний розподіл повітря в приміщенні та знижує шум під час роботи системи вентиляції. Особливість обертових струменів пов'язана з тим, що вектор швидкості струменя має додаткову тангенціальну складову, перпендикулярну радіусу поперечного перерізу. Це відрізняє закручені струмені від прямих струменів, які не мають тангенціальної складової. Завдяки наявності тангенціальної складової потужність викиду обертового струменя зростає і спадає швидше.

Л.Г.Лойцянский [26] досліджував вільно закручену струмину за допомогою рівнянь руху в'язких рідин і методів теорії прикордонного шару. В результаті він отримав аналітичні розв'язки у вигляді нескінченних рядів для всіх компонент швидкості ламінарного струменя в закручених течіях і розрахував коефіцієнти першого і другого наближень. Потім він узагальнив отриману формулу на випадок турбулентного руху. Розрахунок подібних закручених струменів на основі диференціальних рівнянь руху рідини складний і вимагає експериментального визначення великої кількості констант, що робить його непрактичним для практичних розрахунків. Проте проведені теоретичні дослідження та наявні експериментальні дані дозволили розробити метод розрахунку закручених струменів [26], заснований на інтегральному законі поширення струменя, який впливає з рівняння прикордонного шару та емпіричного закону розподілу швидкостей перерізу струменя.

Цей напівемпіричний підхід дозволяє ефективно отримувати співвідношення, які можна використовувати в інженерній практиці.

В даний час проводиться багато досліджень в області аеродинаміки обертових струменів, що дозволяє отримати більш точні дані про характеристики

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

цих струменів.

Виведення основних обчислювальних залежностей базується на чотирьох передумовах.

Перша передумова пов'язано з характером зміни руху вниз за течією і моментом руху відносно осі струменя.

У закрученому струмені, зміни імпульсу M і моменту імпульсу N вздовж струменя описуються такими виразами:

$$M = 2\pi \int_0^{\infty} (p + \rho v_a^2) y dy \quad (3.13)$$

$$N = 2\pi \rho \int_0^{\infty} y^2 v_a v_r dy \quad (3.14)$$

Тут p - різниця тисків в струміні та навколишньому середовищі.

Отже, для розрахунку моменту кількості руху потрібно знати, як змінюються аксіальна і тангенціальна складові швидкості в поперечному перетині струмини, а для визначення кількості руху потрібно знати розподіл аксіальної швидкості та надлишкового тиску в поперечному перерізі.

Експерименти та теоретичні розрахунки показують, що щільність в закрученій струмені зменшується порівняно з навколишнім середовищем. Це призводить до генерації імпульсу зовнішньої сили проти потоку через різницю статичного тиску в розрідженому сегменті потоку. Через це рух транспорту в районі зменшується. З характеру зміни міжосьової та позаосьової різниці статичного тиску, з четвертого оберненого закону відстані від джерела та з прямих діаграм вимірювання тиску в струмені можна зробити висновок, що основні зміни статичного тиску відбуваються при на відстані до чотирьох діаметрів від площини витоку. Розташування, тобто область, можна назвати стратиграфічною областю. Крім того, в основній частині розрідженість є незначною, розглядаючи її як нульову. Для інженерних розрахунків необхідно знати зв'язок між рухом головної секції, моментом руху і параметрами на витоку,

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

які є властивостями того чи іншого сопла, що формує закручений струмінь. Так як момент кількості руху уздовж струмнини не змінюється, то

$$N=N_0 \quad (3.15)$$

На головній ділянці закрученої струмнини зустрічається рідко, тому зовнішні сили дорівнюють нулю. Як і для проточних струмин, кількість руху вважається постійною, по довжині струмнини, і імпульс на головній ділянці порівнюється з імпульсом на кінці формування ділянки. Рівняння для головної ділянки струмнини має бути записане у наступному вигляді:

$$iM_0 = 2\pi\rho \int_0^{\infty} v_a^2 y dy \quad (3.16)$$

де i - коефіцієнт падіння кількості руху на ділянці формування, визначається експериментальним шляхом для різних насадків.

Як другу передумову ми припускаємо, що радіальні компоненти швидкості в струмені є незначними, оскільки вони незначні порівняно з аксіальними та тангенціальними компонентами. Це повністю підтверджено вимірюваннями швидкостей компонентів в обертових струменях. [27].

Третя передумова полягає в тому, що розподіл швидкості в струмині подібний за напрямком уздовж струменя і вздовж поперечного перерізу. Розподіл осьової складової швидкості в поперечному перерізі потоку можна описати наступною формулою:

$$\frac{v_a}{v_{amax}} = \exp\left[-0,7\left(\frac{y}{y_{0,5v_a}}\right)\right] \quad (3.17)$$

Профіль тангенціальних складових швидкості описується виразом:

$$\frac{v_{\tau}}{v_{\tau max}} = \left(\frac{y}{y_{0,5v_a}}\right)^2 \exp\left[-1,3\left(\frac{y}{y_{0,5v_a}}\right)^2\right] \quad (3.18)$$

Тут v_{amax} - максимум аксіальної швидкості в поперечному перерізі струмнини, $y_{0,5v_a}$ - відстань від осі до точок струмнини, у яких аксіальна складова швидкості

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

дорівнює половині осьової; $v_{a_{max}}$ - максимум тангенціальної складової швидкості в поперечному перерізі струмини.

Формула (3.18) підбиралася з наступних міркувань. Тангенціальна складова дорівнює нулеві при $y = 0$ і асимптотична прагнути до нуля при $y = \infty$.

Ці вимоги визначаються фізичним змістом крутильного руху в обертовому струмені. Аналізуючи профіль тангенціальної складової, варто відзначити, що максимальна тангенціальна складова майже завжди знаходиться в тих точках, де осьова складова є половиною осі.

В якості четвертої передумови ми припускаємо, що надлишкова ентальпія вздовж закрученої струмини залишається постійною і дорівнює надлишковій ентальпії на виході, тобто. $Q_x = Q_0$,

Підставивши співвідношення (3.17) і (3.18) у вираз збереження кількості руху (3.20) і моменту кількості руху (3.19), одержимо:

$$iM_0 = 2\pi\rho v_a^2 \int_0^\infty \exp\left[-1,4\left(\frac{y}{y_{0,5v_a}}\right)^2\right] y dy \quad (3.19)$$

$$N_0 = \frac{2\pi\rho v_{a_{max}} v_{\tau_{max}} \exp 1,3}{y_{0,5v_a}^3} \int_0^\infty y^5 \exp\left[-2\left(\frac{y}{y_{0,5v_a}}\right)^2\right] dy \quad (3.20)$$

З рівняння (3.19) і рівняння (3.20) знаходимо формулу, необхідну для визначення максимального значення аксіальної складової і тангенціальної складової швидкості на будь-якій ділянці основної ділянки закрученої струмини:

$$v_{a_{max}} = 0,67 \sqrt{\frac{iM_0}{\rho}} \frac{1}{x \operatorname{tg} \alpha_{0,5v_a}} \quad (3.21)$$

$$v_{\tau_{max}} = 0,52 \frac{N_0}{\sqrt{i\rho M_0}} \frac{1}{x^2 \operatorname{tg} \alpha_{0,5v_a}} \quad (3.22)$$

Формула визначення максимальної надлишкової температури:

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

$$\Delta t_x = \frac{Q_0(1 + \sigma_T)}{\pi \rho_0 g c_p \sqrt{\frac{iM_0}{\rho}} \operatorname{tg} \alpha_{0,5v_a}} \frac{1}{\rho} \quad (3.23)$$

Секундна кількість руху на витіканні може бути визначене за виразом

$$M_0 = \xi M'_0 \quad (3.24)$$

де M'_0 - кількість руху перед закручуючим пристроєм. Зі співвідношень (3.21) і (3.22) з цього випливає, що осьова складова швидкості зменшується прямо пропорційно до першого ступеня від площини витоку, а тангенціальна складова швидкості зменшується обернено пропорційно квадрату тієї ж відстані. Цей факт свідчить про те, що тангенціальна складова швидко деградує по довжині потоку.

Відповідно до рівнянь (3.21), (3.22), (3.23), (3.24) легко знайти тангенціальну складову та осьову складову в будь-якій точці закрученого струменя, а потім визначити вираз із використанням швидкості виведення:

$$v = \sqrt{v_a^2 + v_\tau^2} \quad (3.25)$$

У практичних розрахунках, пов'язаних з визначенням кінцевої швидкості і надлишкової температури на осі закрученого струменя, можна використовувати формулу для компактного струменя, в яку підставляються відповідні значення коефіцієнтів m і n .

3.3 Основні положення нестационарного теплового режиму.

Управління параметрами повітряного середовища в приміщенні спортивного залу є основним завданням системи вентиляції приміщення.

Усі робочі моделі майданчика мають два основні процеси:

- стаціонарні
- нестационарні

Під час стаціонарного процесу параметри повітря в приміщенні змінюються настільки мало з часом, що ця зміна не буде помічена. При нестационарних робочих процесах характеристики повітряного середовища в приміщенні з часом істотно змінюються.

Нестационарні процеси відбуваються в таких основних режимах роботи:

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

- зміна температури зовнішнього повітря. Це може бути викликано різними факторами, такими як зміна погодних умов або сонячна радіація;

- зміни теплового навантаження всередині приміщення, які можуть бути пов'язані з різними факторами, такими як діяльність людини, робота електронного обладнання або освітлення;

- змінити кількість повітря в кімнаті. Наприклад, це може бути викликано відкриттям або закриттям дверей, систем вентиляції тощо;

Система технічної вентиляції спортивного залу забезпечує необхідні (допустимі) характеристики внутрішнього повітряного середовища, що є важливим фактором забезпечення надійності підтримки необхідних параметрів. Як відомо, системи вентиляції розраховані переважно на стаціонарний режим при номінальному навантаженні.

Тому наведено основні розрахунки тепломасообміну в термічно напружених приміщеннях. Однак варто зазначити, що нестаціонарний стан є частиною періоду експлуатації спортивного залу. У зв'язку з цим актуальним є вивчення можливості управління параметрами зовнішнього середовища внутрішнього повітря в різних режимах, враховуючи адекватну реакцію вентиляційної системи на режими роботи.

Розуміння параметрів повітряного середовища в нестабільному режимі дозволяє визначити додаткові вимоги до вентиляційного обладнання та способів організації повітрообміну, що дозволяє оптимізувати ступінь надійності та економічності систем технічної вентиляції. За допомогою математичних і фізичних моделей показано взаємозв'язок і вплив різних факторів на надійність забезпечення необхідних параметрів внутрішнього повітряного середовища при мінімізації витрат на систему вентиляції. Отримані дані дозволяють розробити комплекс інженерних заходів для досягнення необхідного рівня надійності вентиляційного обладнання при забезпеченні необхідних параметрів повітря в приміщеннях. Тому розробка методики розрахунку нестаціонарного теплового стану є одним із ключових етапів вирішення цієї проблеми та створення надійної системи спеціальної вентиляції термічних навантажень.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

3.4 Температурний режим в приміщенні при динамічній зміні повітрообміну

Один зі способів забезпечення динамічного мікроклімату для гігієнічних цілей - це періодична зміна кількості припливного повітря, майже до повного припинення його надходження на певний період часу. Це може створювати періодичні, але не гармонійні коливання температури в приміщенні. Для математичного опису такого температурного режиму можна скористатися спрощеною графічною моделлю. (рис.3.3)

Дана модель створена була умов, коли в приміщенні є постійні надлишкові конвективні викиди тепла ($Q_{пов}$, Вт), а кількість припливного повітря періодично змінюється. [29]

Протягом часу τ_n на нагрів, приплив повітря буде дорівнювати:

$$G_{пр}^н = \frac{Q_{пов}}{c_{п} \cdot (t_{max} - t_{пр})} \quad (3.26)$$

за час охолодження τ_o :

$$G_{пр}^о = \frac{Q_{пов}}{c_{п} \cdot (t_{min} - t_{пр})} \quad (3.27)$$

А температура припливного повітря буде рівна $t_{пр}$. Для даних умов у приміщенні відбувається підвищення температури (нагрівання) до допустимого значення $t_{max}^{доп}$ під час півперіоду τ_n , після чого положення моделі змінюється, а саме знижується (охолоджується) до допустимого значення $t_{min}^{доп}$ під час півперіоду τ_o . Зрозуміло, що $G_{пр}^о > G_{пр}^н$.

Для визначення температури напівперіоду нагрівання, використовуємо формулу:

$$t_{вт}^н = t_{max} - (t_{max} - t_{min}^{доп}) \exp\left(-\frac{\tau}{T_{пр}^н}\right) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.28)$$

За умовою однозначності $t_{вт}^н = t_{max}^{доп}$, при $\tau = \tau_n$, час напівперіоду нагрівання буде дорівнювати:

$$\tau_n = T_{пом}^н \ln \frac{t_{max} - t_{min}^{доп}}{t_{max} - t_{max}^{доп}} \quad (3.29)$$

Для напівперіоду охолодження:

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

$$t_{в\tau}^o = t_{min} + (t_{max}^{доп} - t_{min}) \exp\left(-\frac{\tau}{T_{пом}^o}\right) \text{°C} \quad (3.30)$$

Із умови $t_{в\tau}^o = t_{min}^{доп}$ час напівперіоду охолодження (при $\tau = \tau_o$)

$$\tau_o = T_{пом}^o \ln \frac{t_{max}^{доп} - t_{min}}{t_{min}^{доп} - t_{min}} \quad (3.31)$$

Відношення $C'_z / G_{прСв}$ в показнику ступеня експоненти в рівняннях за фізичним змістом є постійними часу приміщення $T_{пом}$, які різні для часу τ_H та τ_o , так як $G_{пр}^H \neq G_{пр}^o$ і різні значення загальної теплоємності приміщення при $\tau_H \neq \tau_o$ та $C'_z^H \neq C'_z^o$.

$$C'_z = C_z + V_{пом\rho_{вСв}} = \sum_1^n F_n C_n \rho_n \delta_n K_\omega / v_{пн} + V_{пом\rho_{вСв}} \quad (3.32)$$

Спрощення, допущені під час виведення рівнянь, порівняно з більш точними рішеннями для змінних повітрообмінів, що наводяться в спеціальних дослідженнях, окупаються зручністю їх використання для попередніх інженерних розрахунків та аналізу доцільності забезпечення ДМ у різний спосіб для конкретних умов. Для пояснення одного з варіантів проведення такого аналізу вводиться термін "середня витрата повітря за період", що знаходиться за формулою:

$$\bar{G}_{пр} = \frac{\tau_o G_{пр}^o + \tau_H G_{пр}^H}{\tau_o + \tau_H} \quad (3.33)$$

Якщо порівняти його з витратою повітря, необхідною для забезпечення постійної середньої температури в приміщенні $t_{ср} = (t_{max}^{доп} + t_{min}^{доп})/2$ при стаціонарному температурному режимі, який дорівнює для попереднього визначення $\bar{G}_{пр}$ по формулі необхідно значення τ_o та τ_o підставити, яке розраховувалось раніше:

$$G_{пр.стац} = Q_{возм} / [C_p (t_{ср} - t_{пр})] \text{ кг/с} \quad (3.34)$$

$$t_{ср} = (t_{max}^{доп} + t_{min}^{доп})/2 \text{ °C} \quad (3.35)$$

Виходячи з даного порівняння про можливі економічні переваги забезпечення динамічного мікроклімату вказаним способом зі зміною витрат повітря. З умови, якщо $\bar{G}_{пр} < G_{пр.стац}$ тоді очікуємо на економію експлуатаційних

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

витрат при організації динамічного мікроклімату порівняно з витратами на забезпечення стабільного температурного режиму.

Більшість технологічних процесів і умови нормальної життєдіяльності людини мають певні вимоги до температури та швидкості руху повітря. Якщо властивості кондиціонування технологічного об'єкту (першого елемента) пов'язані з його температурою, то необхідно знати закономірності зв'язку цього об'єкту з температурою та швидкістю руху навколишнього повітря.

При виконанні умови, щоб отримати комплекс, який іноді називається коефіцієнтом прогальності:

$$\frac{\tau_o}{\tau_o + \tau_H} = \left[1 + \frac{T_{\text{пом}}^o \ln(t_{\text{max}}^{\text{доп}} - t_{\text{min}}) / (t_{\text{min}}^{\text{доп}} - t_{\text{min}})}{T_{\text{пом}}^H \ln(t_{\text{max}} - t_{\text{min}}^{\text{доп}}) / (t_{\text{max}} - t_{\text{max}}^{\text{доп}})} \right]^{-1} \quad (3.36)$$

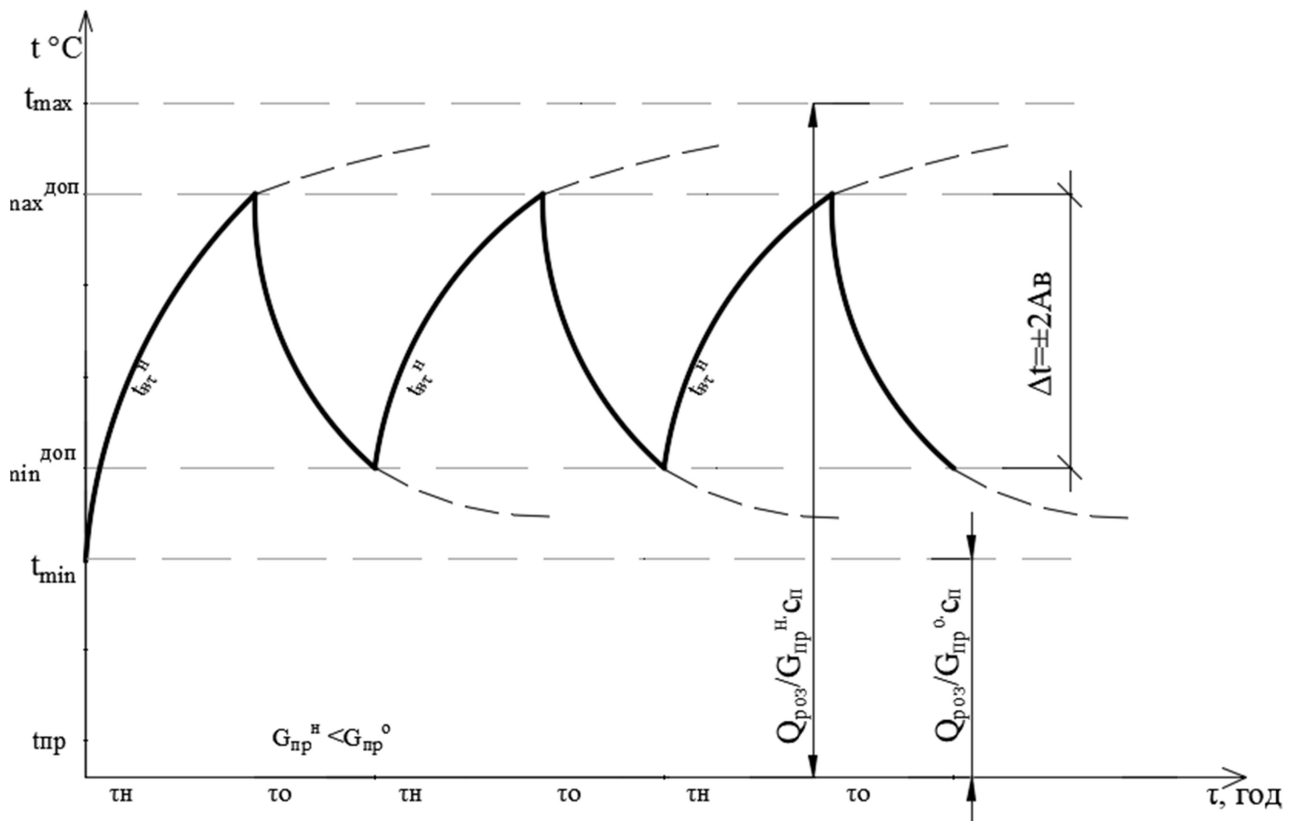


Рис.3.3 Характер періодичної зміни температури повітря в приміщенні з постійними теплонадлишками ($Q_{нов}$) під час півперіодів її підвищення (τ_H) і зниження (τ_o) при періодичній зміні кількості припливного повітря ($G_{пр}^H < G_{пр}^o$).

3.5 Нестационарний повітряний режим

У загальному випадку надходження тепловиділень в приміщення не постійне за часом. Це призводить до коливань параметрів внутрішнього повітря. Теплонадходження від нагрівання обладнання нестационарні і лише в спрощених варіантах розрахунків приймаються постійними в часі (розрахунки по максимуму надходжень).

Нижче розглянуті порівняно прості завдання - зміна в часі температури в приміщенні. Подібні розрахунки, хоча і проводяться з великими застереженнями і припущеннями, дозволяють у деяких випадках знизити розрахунковий повітрообмін, визначити час, розрахувати повітрообмін аварійної вентиляції.

Зміна температури в приміщенні при відсутності вентиляції.

Нехай в початковий момент часу температура повітря в приміщенні становить t_0 одиниці речовини на 1 м^3 повітря. Якщо у цей час в приміщенні починає діяти джерело тепловиділення $Q_{\text{вид}}$ одиниці маси речовини в 1 годину, то рівняння балансу тепловиділень в будь-який момент часу τ матиме вигляд :

$$Q_{\text{вид}} d\tau - V_{\text{пр}} dt \quad (3.37)$$

де $V_{\text{пр}}$ – об'єм приміщення, м^3 .

Це рівняння написано при допущенні, що тепловиділення розподіляються по всьому об'єму приміщення рівномірно.

Проінтегруємо рівняння (3.36) від 0 до τ (довільного моменту часу) :

$$\frac{Q_{\text{вид}}}{V_{\text{пр}}} \int_0^{\tau} dt = \int_{t_0}^t dt \quad (3.38)$$

Вирішивши рівняння (3.37) відносно поточної температури t , отримаємо:

$$t = t_0 + \frac{Q_{\text{вид}}}{V_{\text{пр}} c_p \rho} \tau \quad (3.39)$$

Останній вираз являє температуру в будь-який момент часу як лінійну функцію від τ . Темп збільшення температури визначається величиною відношення інтенсивності тепловиділень до об'єму приміщення.

У розрахунках показаний хід часу зміни температури в приміщенні при різній величині відношення $(t - t_0) \frac{V_{\text{пр}} c_p \rho}{Q_{\text{вид}}}$.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	113
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

В теплий період року , температура в приміщенні підвищується при відсутності вентиляції.

Q – теплонадходження Вт, $1 \text{ Вт} = 3,6 \text{ кДж/ч}$;

C_p = теплоємність повітря = $1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

V – об'єм = $42 * 48 * 3,3 = 6652,8 \text{ м}^3$;

ρ – густина повітря = $1,2 \text{ кг/м}^3$.

Для приміщення зали в теплий період року : при $\Delta t = 1 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (21 - 20) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 120} = 7,63 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 2 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (23 - 21) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 120} = 15,5 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 3 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (25 - 22) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 120} = 23,2 \text{ хв}$$

В холодний період року:

при $\Delta t = 1 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (19 - 18) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 104} = 8,8 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 2 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (19 - 17) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 104} = 17,8 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 3 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (19 - 16) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 104} = 26,7 \text{ хв}$$

За результатами можна зробити висновок, без використання систем вентиляції в теплий період року, температура приміщення збільшиться на $1 \text{ }^\circ\text{C}$ за $\tau = 0,129$ год, тобто за $\tau = 7 \text{ хв. } 63 \text{ сек.}$, , а у холодний період, температура повітря в приміщенні зменшиться на $1 \text{ }^\circ\text{C}$ за $\tau = 0,148$ год , тобто за $\tau = 8 \text{ хв. } 8 \text{ сек.}$

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	114
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

3.3.2 Визначимо через скільки часу, після початку роботи спортивного залу потрібно включити вентиляцію.

Визначимо, початкові теплонадлишки в приміщенні:

Було прийнято, що на початку роботи спортивного залу кількість теплоти буде дорівнювати :

$$Q = 0,3Q_{mex} + 0,2 Q_{ocв} \quad (3.40)$$

$$Q = 0,3 \cdot 37900 + 0,2 \cdot 17056 = 14781 \text{ Вт}$$

Тоді, за формулою ходу часу зміни температури в приміщенні при різній величині відношення: $(t - t_o) \frac{V_{пр} c_p \rho}{Q_{вид}}$

$$\tau = (25 - 24) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 14781} = 9,04$$

$$\tau = (25 - 23) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 14781} = 18,06$$

$$\tau = (25 - 22) \frac{6652,8 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 14781} = 27,14$$

Можемо зробити висновок, що при зростанні температурного режиму та при початкових значеннях теплонадлишків , температура повітря спортивного залу зростатиме на 1 °С за 0,1507 часу , тобто за 9 хв. 04 сек.

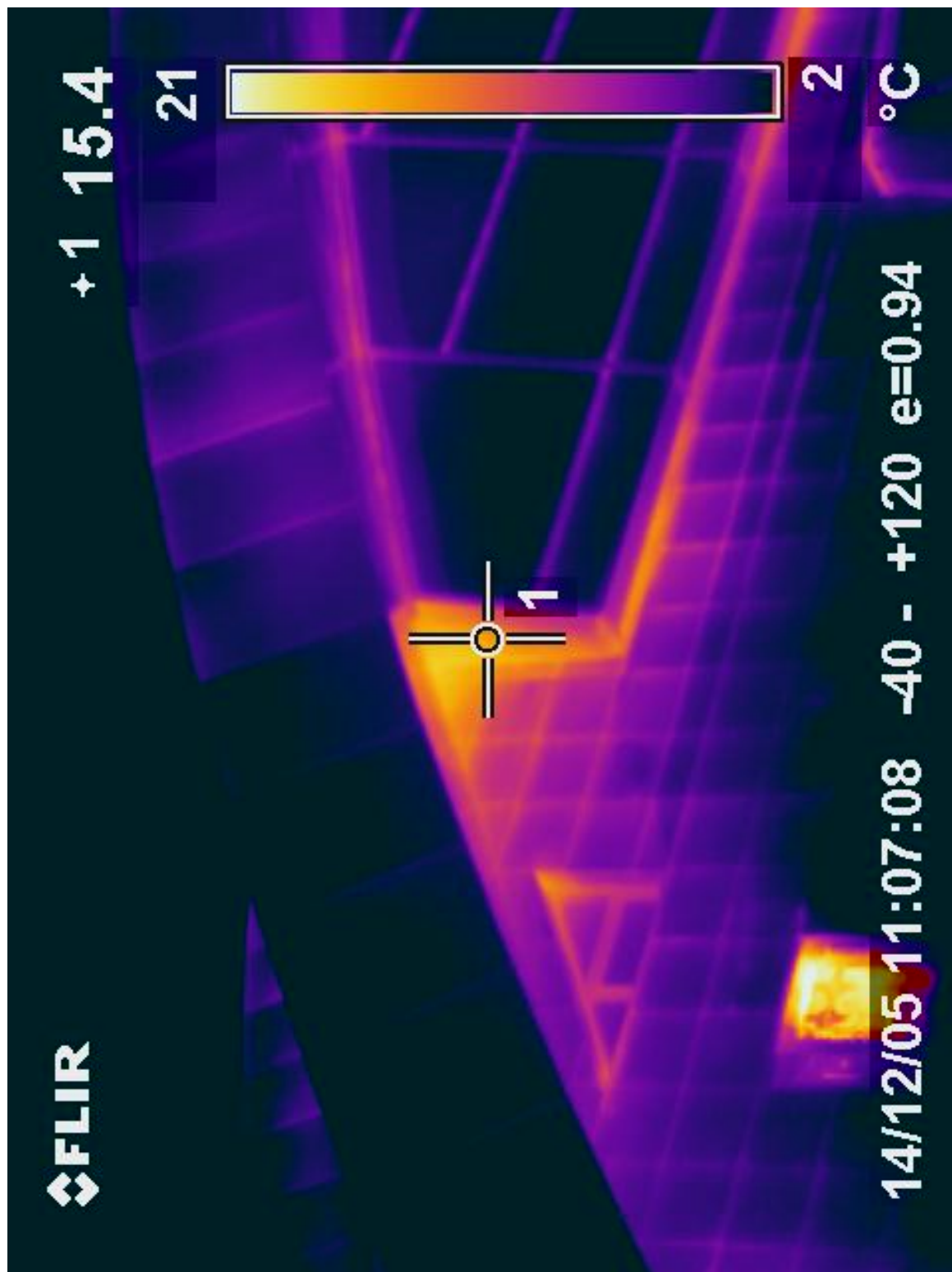
Отже, виходячи з розрахунків , було визначено, що через 9 хв. 04 сек. після початку роботи спортивного залу, необхідно включити вентиляцію для подальшої ефективної роботи.

3.6. **Натурні дослідження**

Натурні дослідження були зроблені за допомоги тепловізера Flir . Він використовується для вимірювання температур в межах від -20 до +350 °С. Тепловізорне знімання може проводитися тільки в осінньо-зимовий (опалювальний) період, коли перепад температур зовні та всередині будівлі

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	115
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

найбільш значний. Саме в таких умовах тепловізор зможе найбільш повно і якісно виявити всі недоліки та переваги будівлі. Можна провести якісне обстеження будівлі на теплові втрати огорожувальних конструкцій - стін, дахів, цоколів і перевірку якості виготовлення і монтажу віконних конструкцій.



					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	116
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

Рис.3.4 Тепловізійний знімок при зовнішній температурі 2°C та внутрішній 21°C

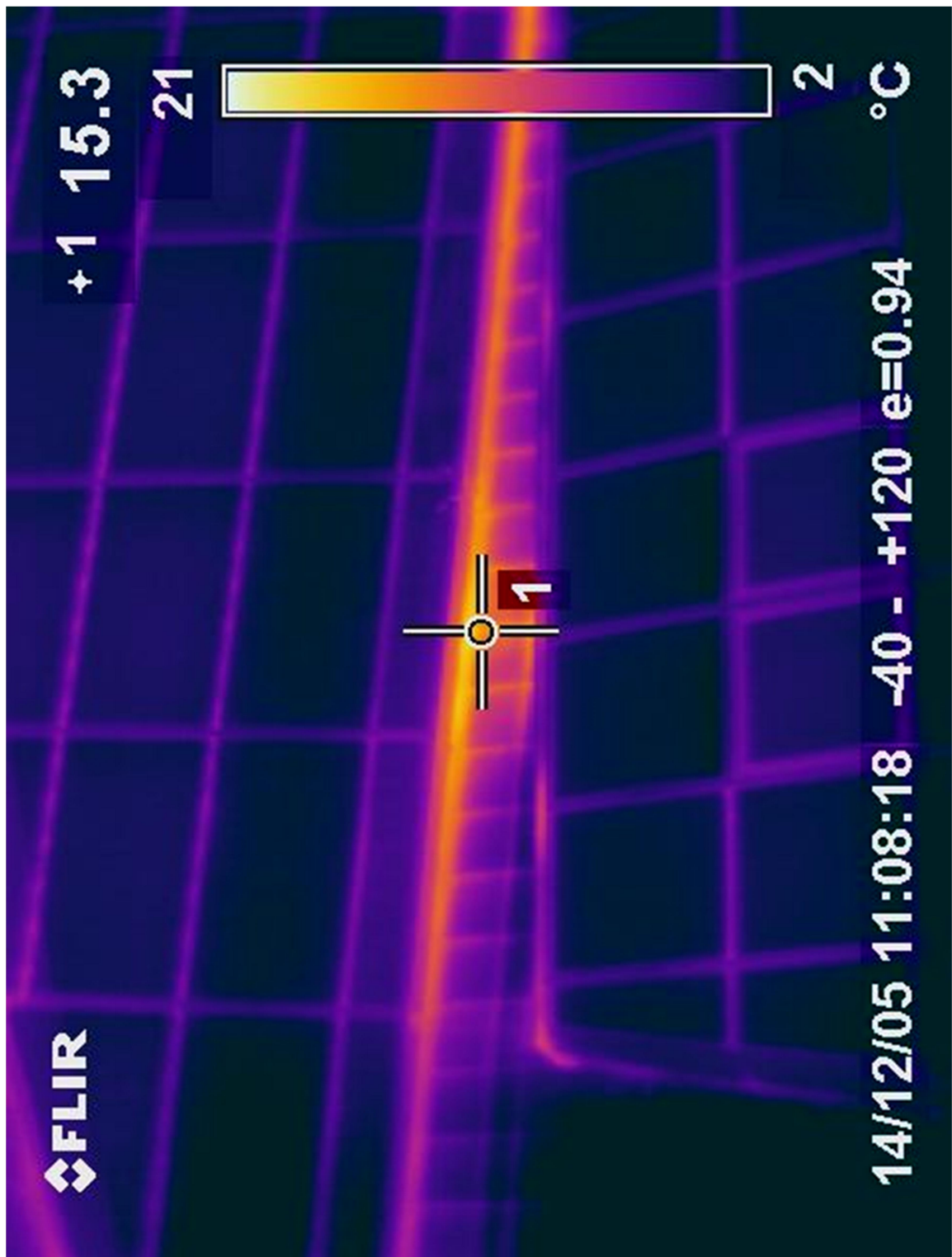


Рис.3.5 Тепловізійний знімок при зовнішній температурі 2°C та внутрішній 21°C

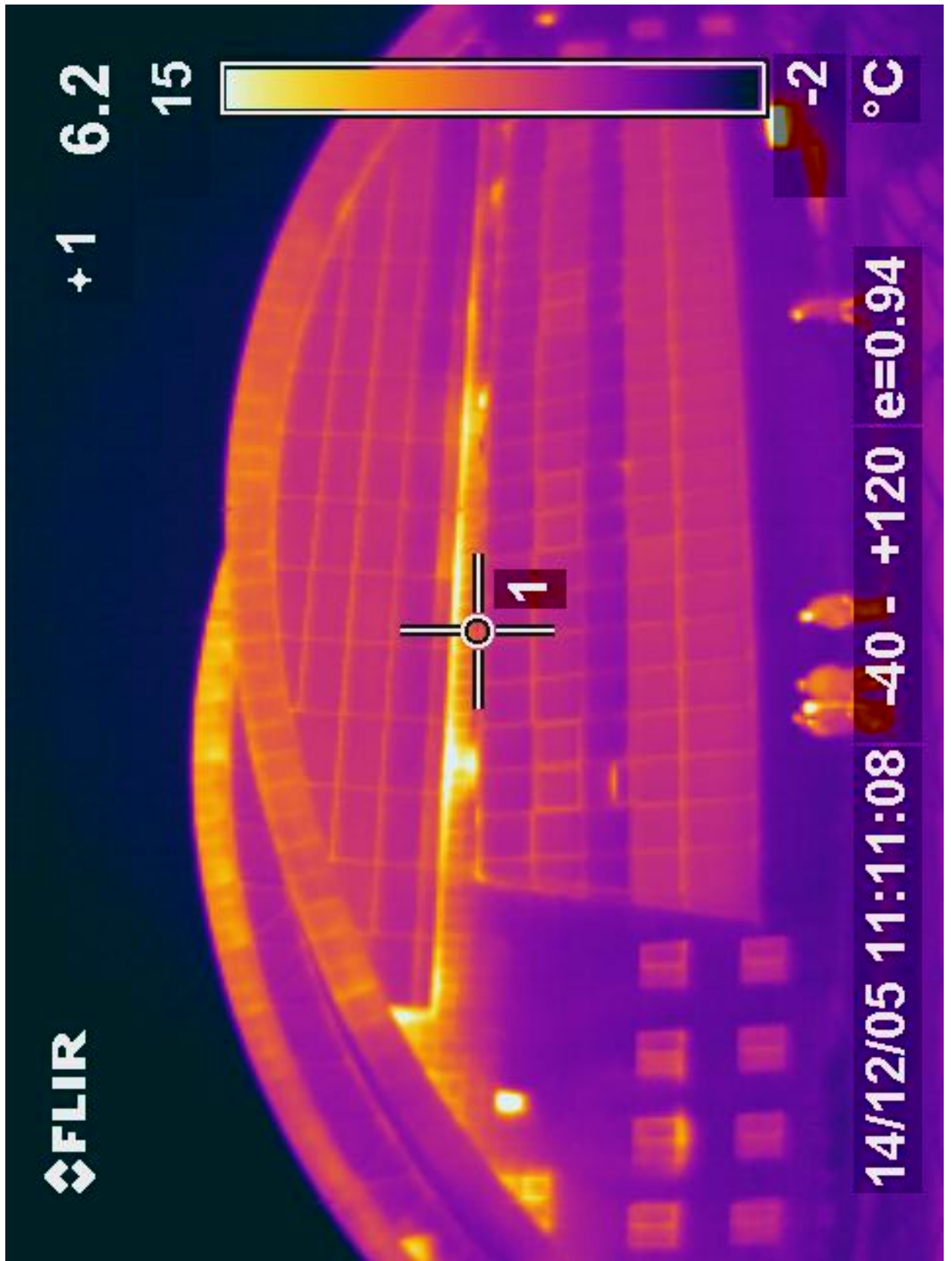


Рис.3.6 Тепловізійний знімок при зовнішній температурі -2°C та внутрішній 15°C

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	118
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

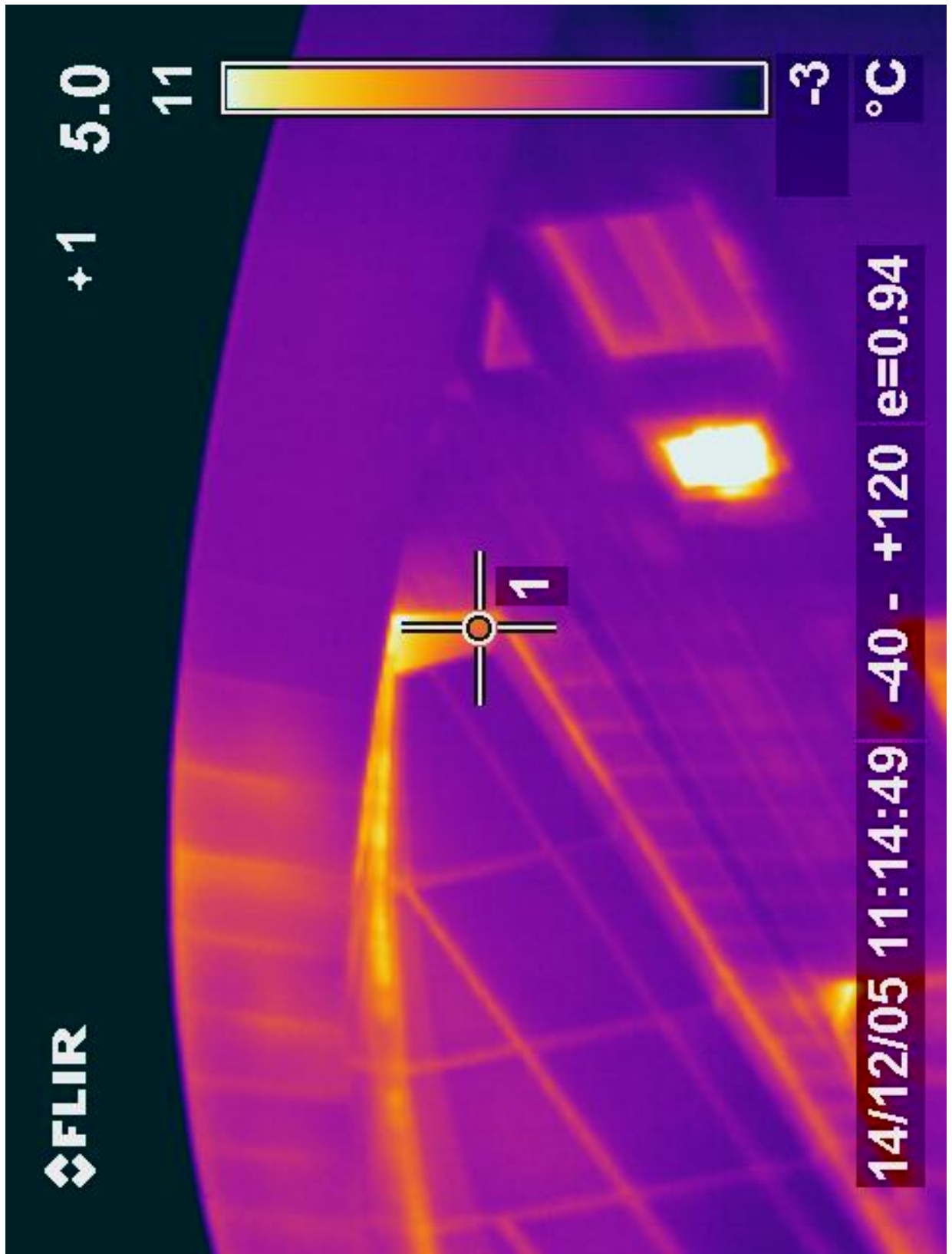


Рис.3.7 Тепловізійний знімок при зовнішній температурі -3°C та внутрішній 11°C

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	119
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

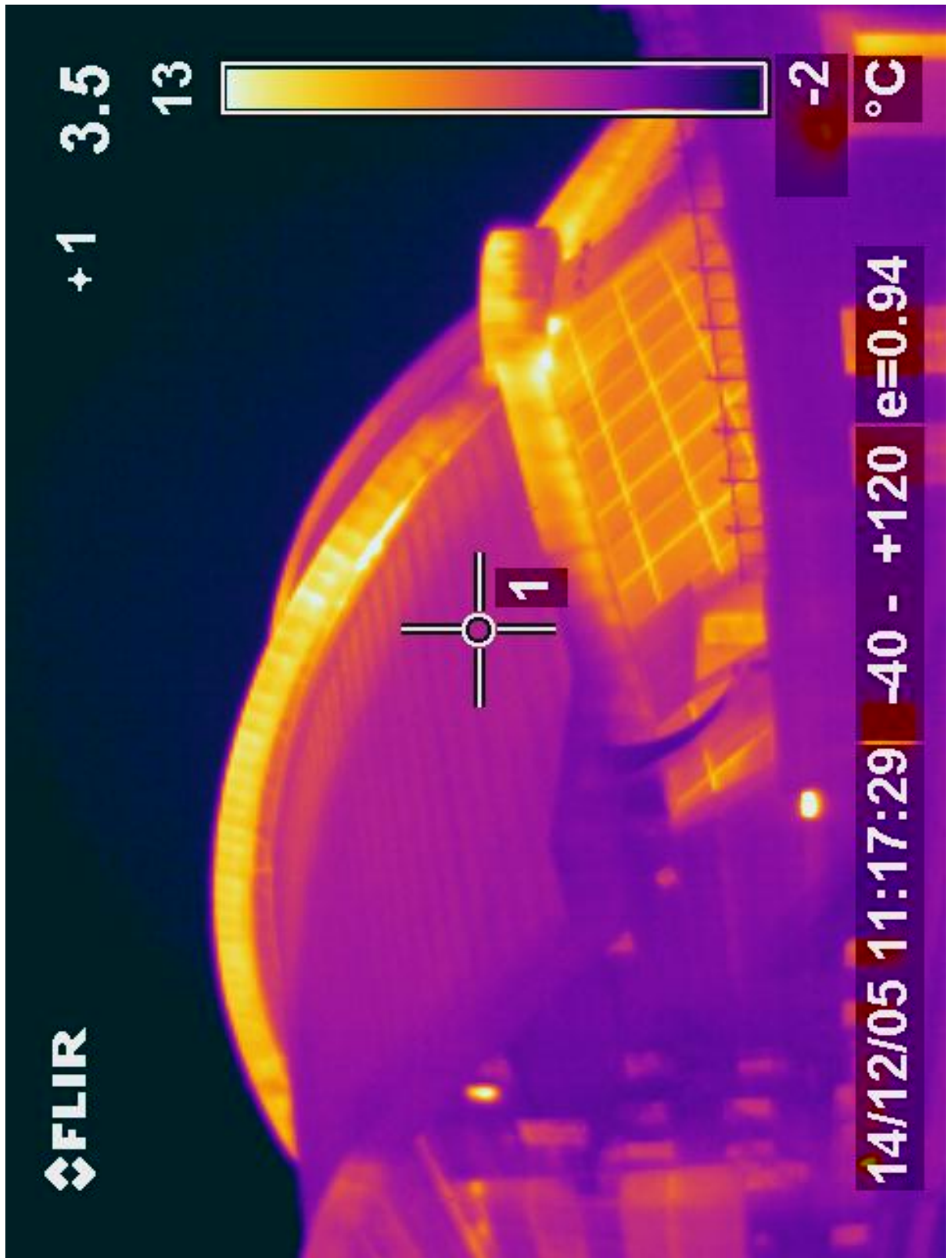


Рис.3.8 Тепловізійний знімок при зовнішній температурі -2°C та внутрішній 13°C

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	120
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

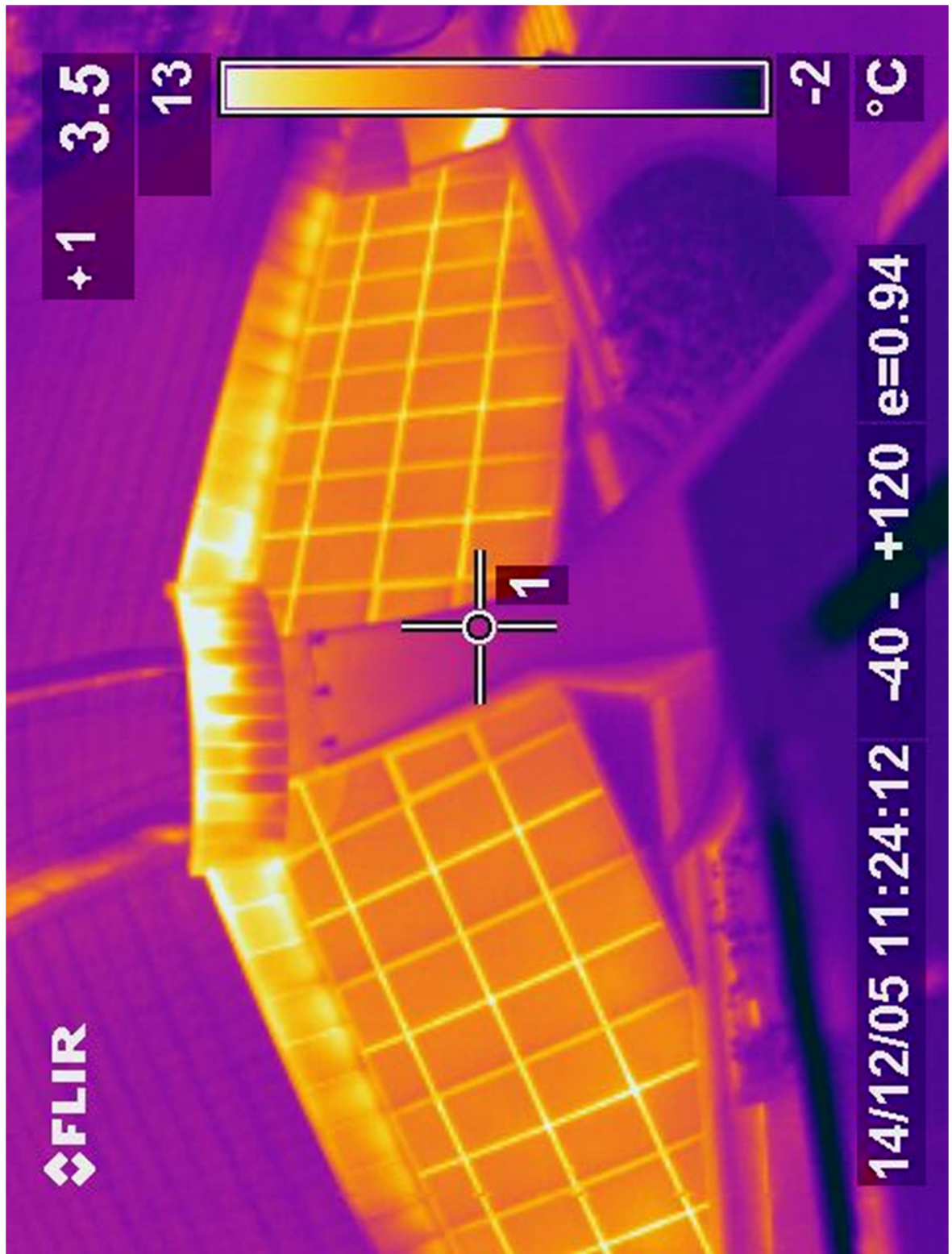


Рис.3.9. Тепловізійний знімок при зовнішній температурі -2°C та внутрішній 13°C

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	121
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

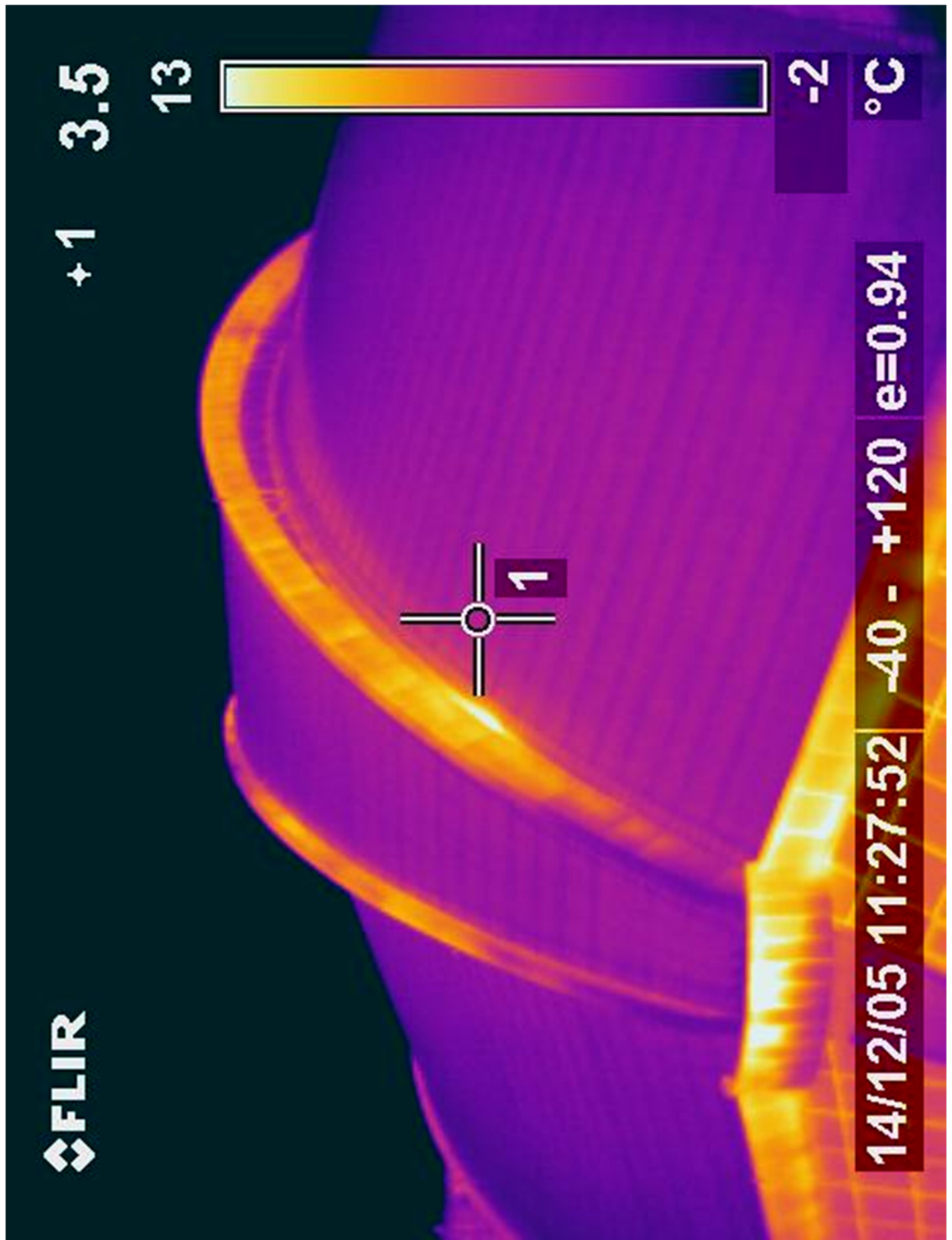


Рис.3.10 Тепловізійний знімок при зовнішній температурі -2°C та внутрішній 13°C

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

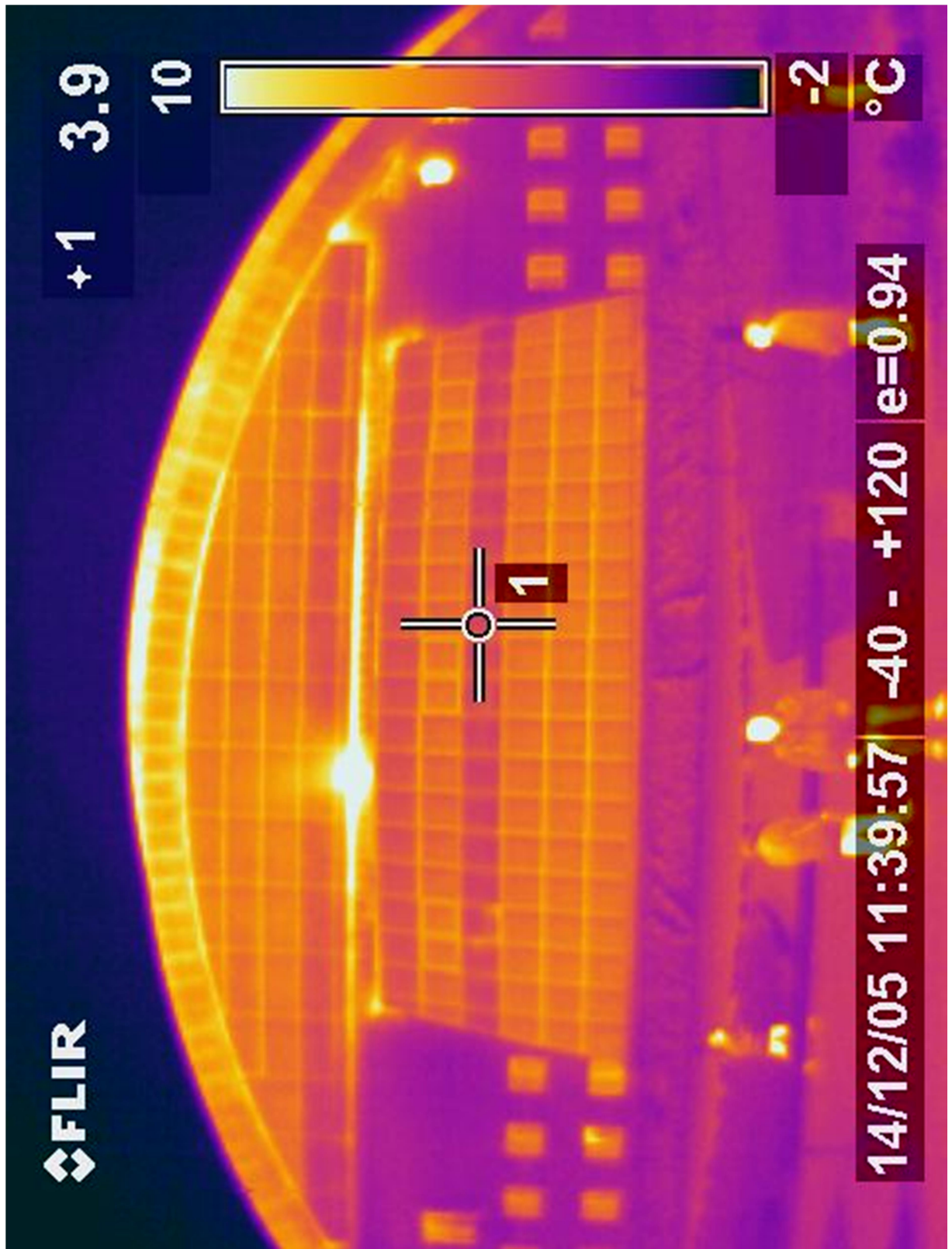


Рис.3.11 Тепловізійний знімок при зовнішній температурі -2°C та внутрішній 10°C

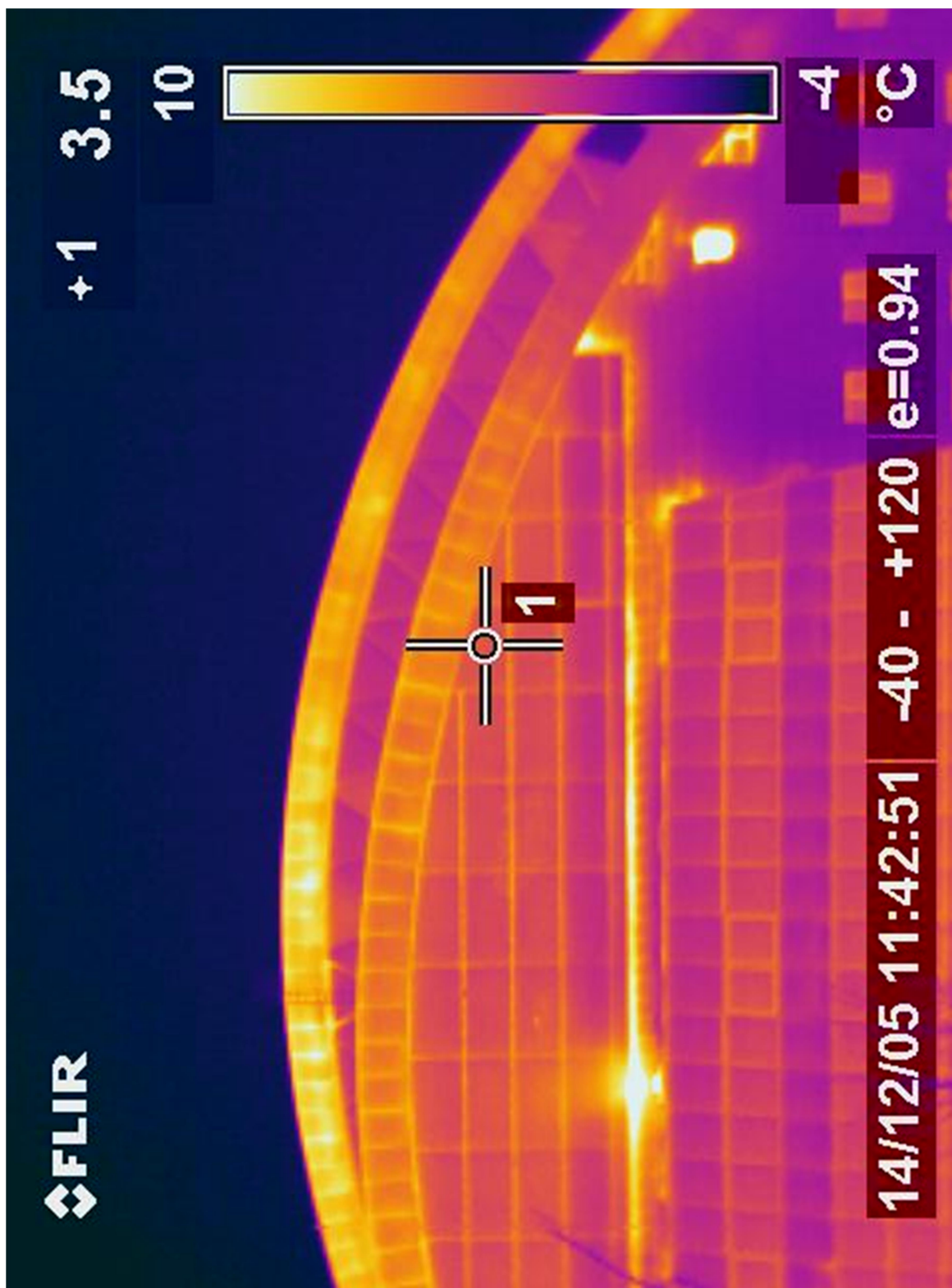


Рис.3.12. Тепловізійний знімок при зовнішній температурі -4°C та внутрішній 10°

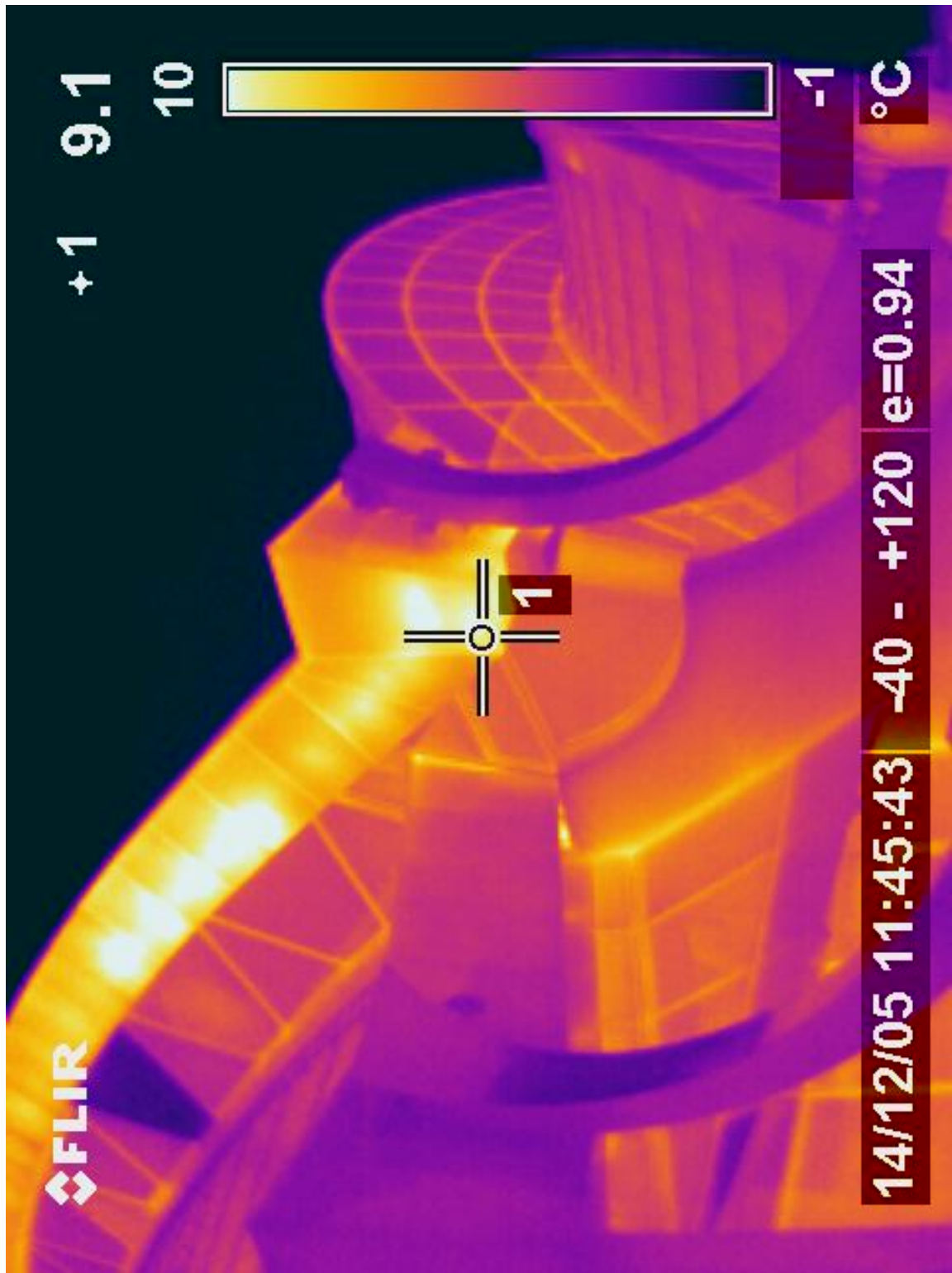


Рис.3.13. Тепловізійний знімок при зовнішній температурі -1°C та внутрішній 10°C

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	125
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

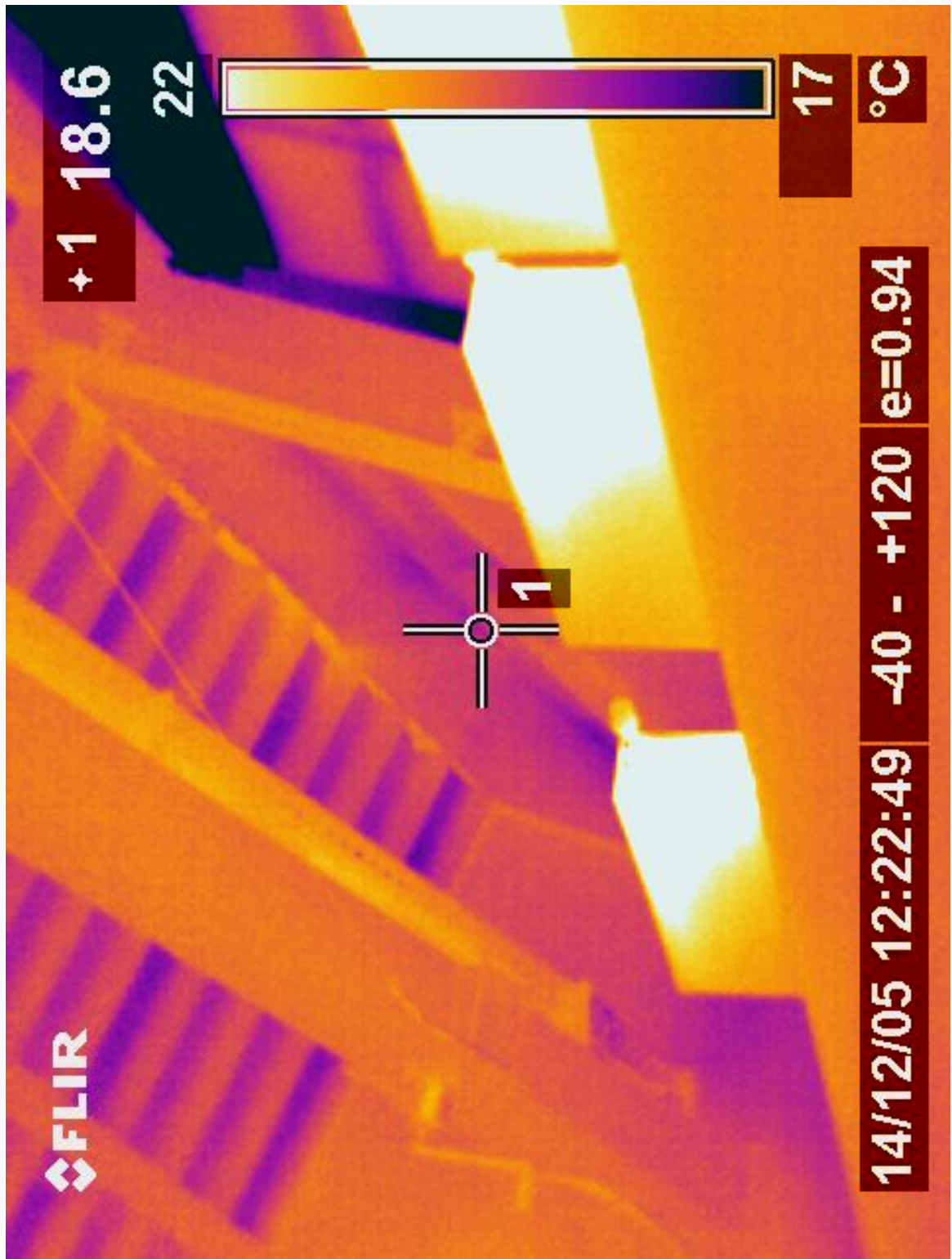


Рис.3.14 .Тепловізний знімок зроблений у середині при температурі 22°C та 17°C

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	126
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

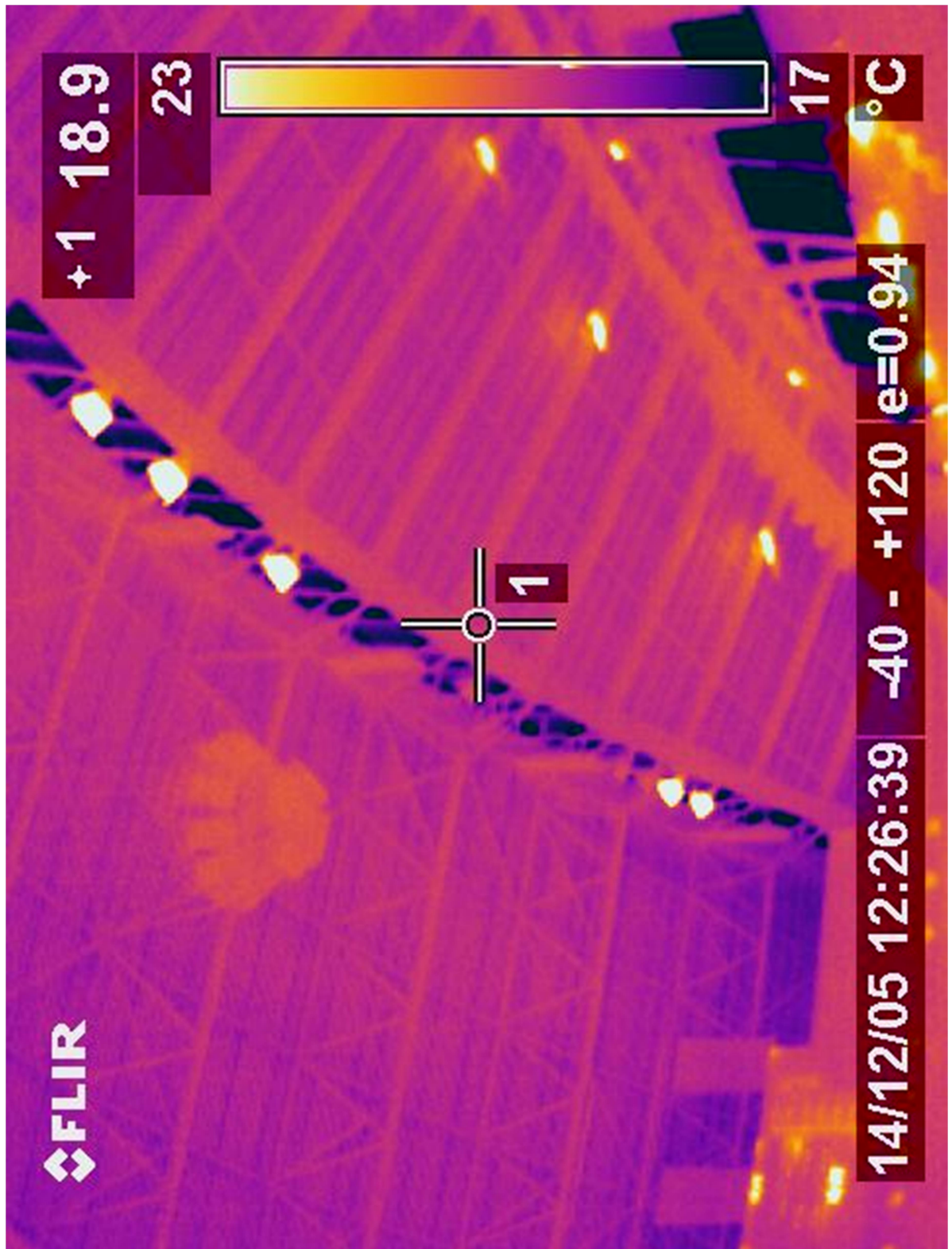


Рис.3.15. Тепловізний знімок зроблений у середині при температурі 23°C та 17°C

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	127
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

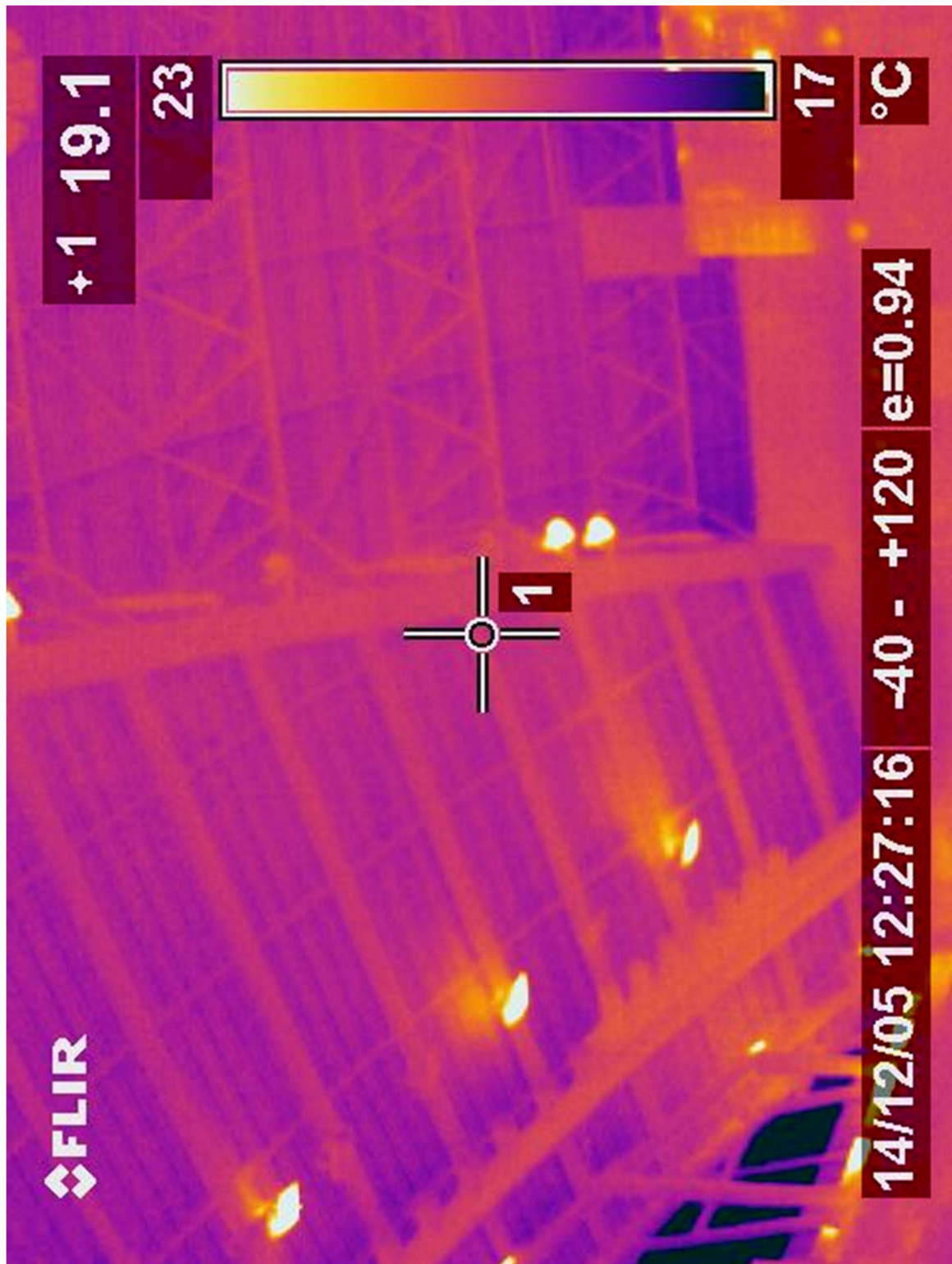


Рис.3.16. Тепловізійний знімок зроблений у середині при температурі 23°C та 17°C

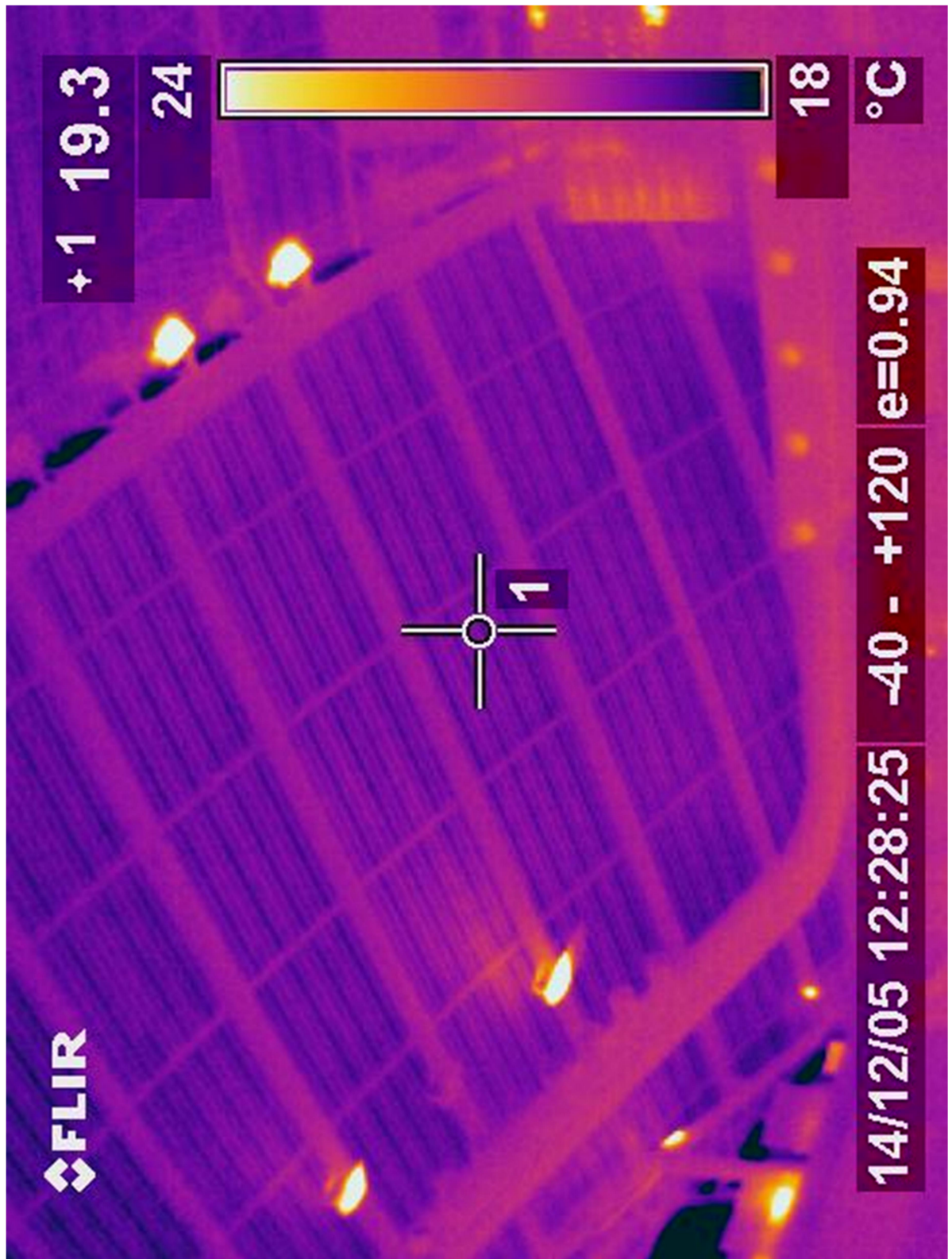


Рис.3.8 Тепловізійний знімок зроблений у середині при температурі 24°C та 18°C

Список використаних джерел

1. Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О. Формування струмин при тангенціальних випусках повітря з повітророзподільника. // Журнал Асоціації інженерів енергоефективних технологій України "Нова Тема" №2, 2007. – 22 с.
2. Возняк О.Т. Динамічний мікроклімат і енергоощадність. / Возняк О.Т. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 460 “Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація”, 2002. – с.150 – 153.
3. Возняк О.Т. Подача повітря в приміщення настільними охолодженими струминами. / Возняк О.Т. // Наук-техн. збірник КНУБА. Випуск 7 “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”, 2004. – с.12 – 19.
4. Визначення продуктивності вентиляції приміщення у змінному режимі на основі експериментальних досліджень концентрації CO₂ / О. Т. Возняк Ю. С. Юркевич Х. В. Миронюк О. О. Савченко - 2018.
5. Возняк О.Т. Вплив взаємодії струмин на повітророзподіл у приміщенні. / Возняк О.Т. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 432 “Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація”, 2001. – с. 27 – 31.
6. CONI. *CONI1379/2008, Norme Coni per L'impiantistica Sportiva*; Comitato Olimpico Nazionale Italiano: Rome, Italy, 2008.
7. Корбут В.П., Давиденко Б.В. Особливості числового моделювання аеродинаміки та температурного стану приміщень з теплонадходженнями // ентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. – Вип.2. – Київ : КНУБА, 2001. – С. 27-49.
8. Возняк О.Т.. Енергоощадні технології формування динамічного мікроклімату у стиснених умовах виробничих приміщень : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.23.03 / Возняк Орест Тарасович ; Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. - Київ: КНУБА, 2018. - 36 с. - б. ц.
9. Повітророзподілення опуклими напівобмеженими струминами при вентиляції з постійною витратою повітря. / Корбут В.П., Мілейковський В.О. – 2021.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	130
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

10. Parsons, K.C. *Human Thermal Environments: The Effects of Hot, Moderate, and Cold Environments on Human Health, Comfort and Performance*, 2nd ed.; Taylor & Francis Group: London, UK, 2003.

11. Возняк О. Т. Повітророзподільник із взаємодією зустрічних неспіввісних неізотермічних круглих струмин / О. Т. Возняк, Х. В. Миронюк, І. Є. Сухолова, А. О. Четербок // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – 2008. – № 627 : Теорія і практика будівництва. – С. 32–37.

12. Inail, La Valutazione del Microclima. 2018. Available online: <https://www.inail.it/cs/internet/docs/alg-pubbl-valutazione-del-microclima.pdf> (accessed on 1 October 2019).

13. Довгалюк В.Б., Аеродинаміка вентиляції: Навчальний посібник. – К.: Кнуба, 2008. – 368 с.

14. Возняк О., Ковальчук А. Ефективність повітророзподілу зустрічними неспіввісними струминами // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка" № 460 "Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація". –2002. – С.157 – 161.

15. Математичне моделювання закрученої припливної струмини в змінному режимі із застосуванням різних моделей турбулентності О. Т. Возняк ,В. Б. Довгалюк , І. Є. Сухолова , О. М. Довбуш

16. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). Thermal Comfort. In *ASHRAE Handbook Fundamentals*; Owen, M.S., Ed.; ASHRAE: Atlanta, GA, USA, 2009.

17. Hardy, J.D.; Du Bois, E.F.; Soderstrom, G.F. The Technic of Measuring Radiation and Convection. *J. Nutr.* 1938, *15*, 461–475.

18. Возняк О. Динамічний клімат і енергоощадність. Вісник Національного Університету "Львівська політехніка" № 460 "Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація", 2002 р., – с.157–161.

19. Зінич П. В.Вентиляція громадських будівель : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / П. Л. Зінич ; Київський національний ун-т будівництва і архітектури. – Київ : КНУБА, 2002. – 256 с.: іл. – Бібліогр.: с. 248–251. – ISBN 966–627–061–7.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	131
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

20. International Organization for Standardization. *ISO 7730. Ergonomics of the Thermal Environment—Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria*; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 2006.

21. Возняк О.Т. Подача повітря в приміщення настільними охолодженими струминами. / Возняк О.Т. // Наук-техн. збірник КНУБА. Випуск 7 “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”, 2004. – с.12 – 19.

22. Возняк О.Т. Інтенсифікація затухання швидкості повітряного потоку взаємодією зустрічних неспіввісних струмин. / Возняк О.Т. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 677 “Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація.”, 2010. – с. 57 – 60.

23. Справочник проектировщика. Ч2 Вентиляция и кондиционирование воздуха. Под ред. И.Г.Староверова. – М.: Стройиздат, 1978. - 502 с.

24. Отопление и вентиляция. Ч.2. Вентиляция. Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. - 439 с.

25. International Organization for Standardization. *ISO 9920, Ergonomics of the Thermal Environment. Estimation of Thermal Insulation and Water Vapour Resistance of a Clothing Ensemble*; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 2009.

26. Корбут В. П. Вимоги до енергоефективних технологій і якості повітря при формуванні внутрішнього мікроклімату споруд / В. П. Корбут // Енергоефективність в будівництві та архітектурі : наук.-техн. зб. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. ; відп. ред. П. М. Куліков. - Київ : КНУБА, 2012. - Вип. 3. - С. 9-14.

27. Корбут В. П. Особливості числового моделювання аеродинаміки та температурного стану приміщень з теплонадходженнями / В. П. Корбут, Б. В. Давиденко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київ. нац. ун-т буд. і арх. ; відп. ред. Худенко А. А. - Київ : КНУБА, 2001. - Вип. 1. - С. 15-33. - Бібліогр. : 3 назви.

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	132
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

28. Липцын Ф.Г. Исследование ограниченной настиляющей струи. – В кн.: Теплогазоснабжение и вентиляция. Тезисы докладов. – Киев, 1968.– С.69-71.

29. Гримитлин М.И., Позин Г.И., Туомас Э.А. Закономерности и расчет свободных закрученных вентиляционных струй. // Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС.: – 1974, – вып. 92., – С. 14-19.

30. Гримитлин М.И., Позин Г.И. Расчет воздухораспределительных устройств и определение воздухообмена в вентилируемых помещениях. // ЛДНТП. Л.: – 1976, – С. 22-25.

31. Korbyt V. Air Distribution Efficiency in a Room by a Two-Flow Device / O. Vozniak, V. Korbut, B. Davydenko, I. Sukholova // Lecture Notes in Civil Engineering, 2020. International Conference Current Issues of Civil and Environmental Engineering Lviv – Košice – Rzeszów CEE 2019: Proceedings of CEE 2019. Book series LNCE. Vol. 47, P. 526-533. – Access

32. Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О.. Аналітичні дослідження макроструктури струмини течій для розрахунку енергоефективних систем повітророзподілення // Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Вип.4.-Київ : КНУБА, 2013. – С.73-81.

33. Ловцов В.В, Хомуцкий Ю.Н Системы кондиционирования динамического микроклимата помещений -2-е изд. 1991, - 150 м.: ил.

34. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. – Київ, 2013.

35. ДСТУ Н Б В.1.1–27:2010 Будівельна кліматологія: – Чинний від 01.11.2011. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.

36. Корбут В. П., Мілейковський В.О. Повітророзподілення опуклими напівобмеженими струминами при вентиляції з постійною витратою повітря. Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання, 2021. Вип. 36. С. 37-50. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2021.36.37-50>

37. Методичні рекомендації до практичних занять, курсового та дипломного проектування з курсу "Опалення" на тему "Теплотехнічний

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	133
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.

розрахунок і підбір огорожуючих конструкцій будинків різного призначення".
Укл. Є.С.Зайченко. // К.: КДТУБА, 1998.-34с.

38. ДСТУ Б А. 3.2 – 12: 2009 Системи вентиляційні. Загальні вимоги. –
Чинний від 01.08.2010. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2010. – 8 с.

39. Kapalo P. Using experimental measurements the concentrations of carbon
dioxide for determining the intensity of ventilation in the rooms / P. Kapalo, S.
Vilcekova, O. Voznyak // Chemical Engineering Transactions. – Vol. 39. – 2014. – P.
1789-1794.

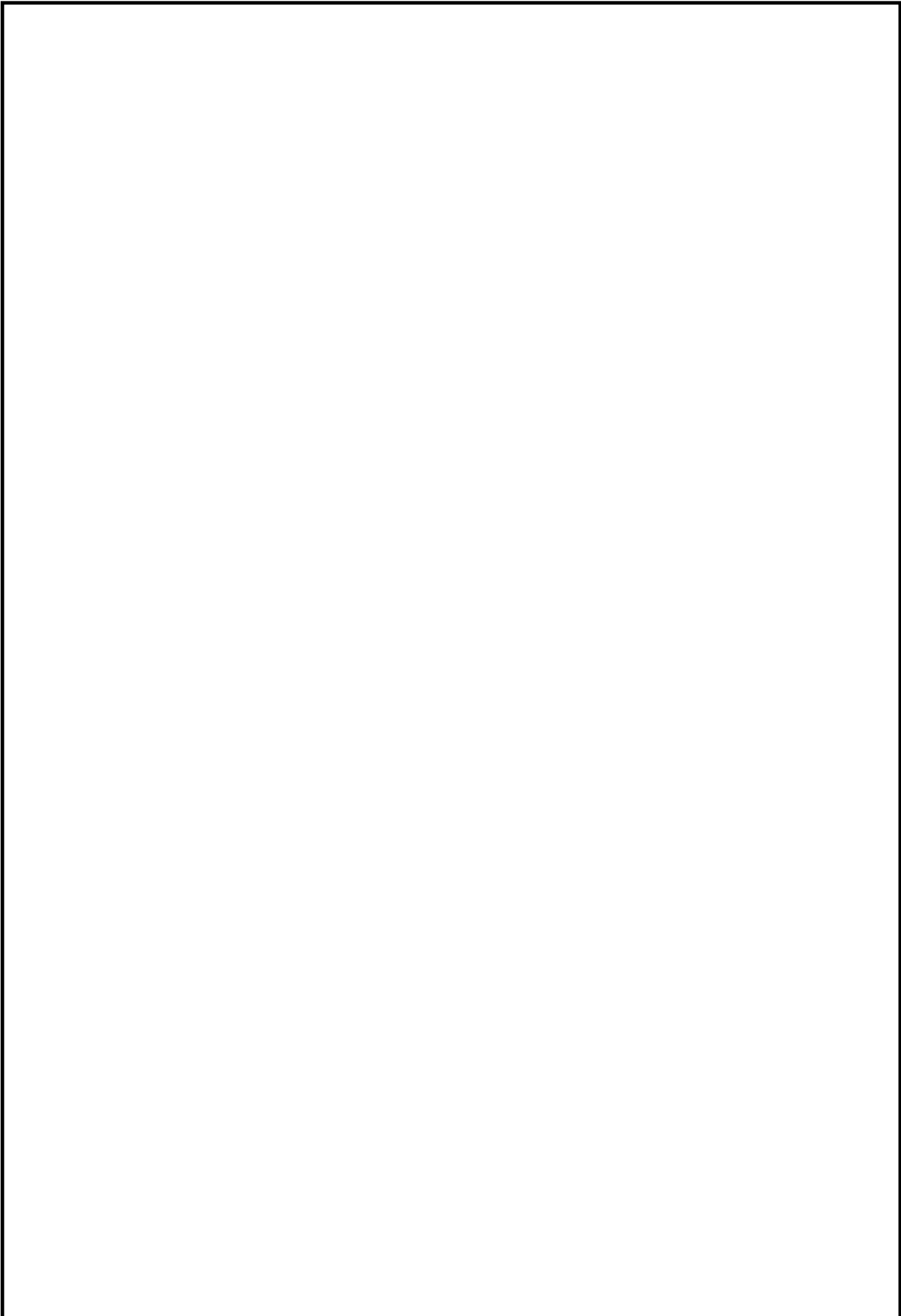
40. Возняк О. Т. Вплив параметрів внутрішнього мікроклімату
приміщення на теплообмін людини / О. Т. Возняк // Вісник НУ “ЛП”. Теорія і
практика будівництва. – 2010. – № 662. – С. 84 – 88.

41. ДБН В.2.2-9:2018 Громадські будинки та споруди. Основні
положення.). – [Чинний від 2019-06-01]. – Мінрегіонбуд та ЖКГ України. – К.:
ДП «Украргбудінформ», 2019.- 47 с.

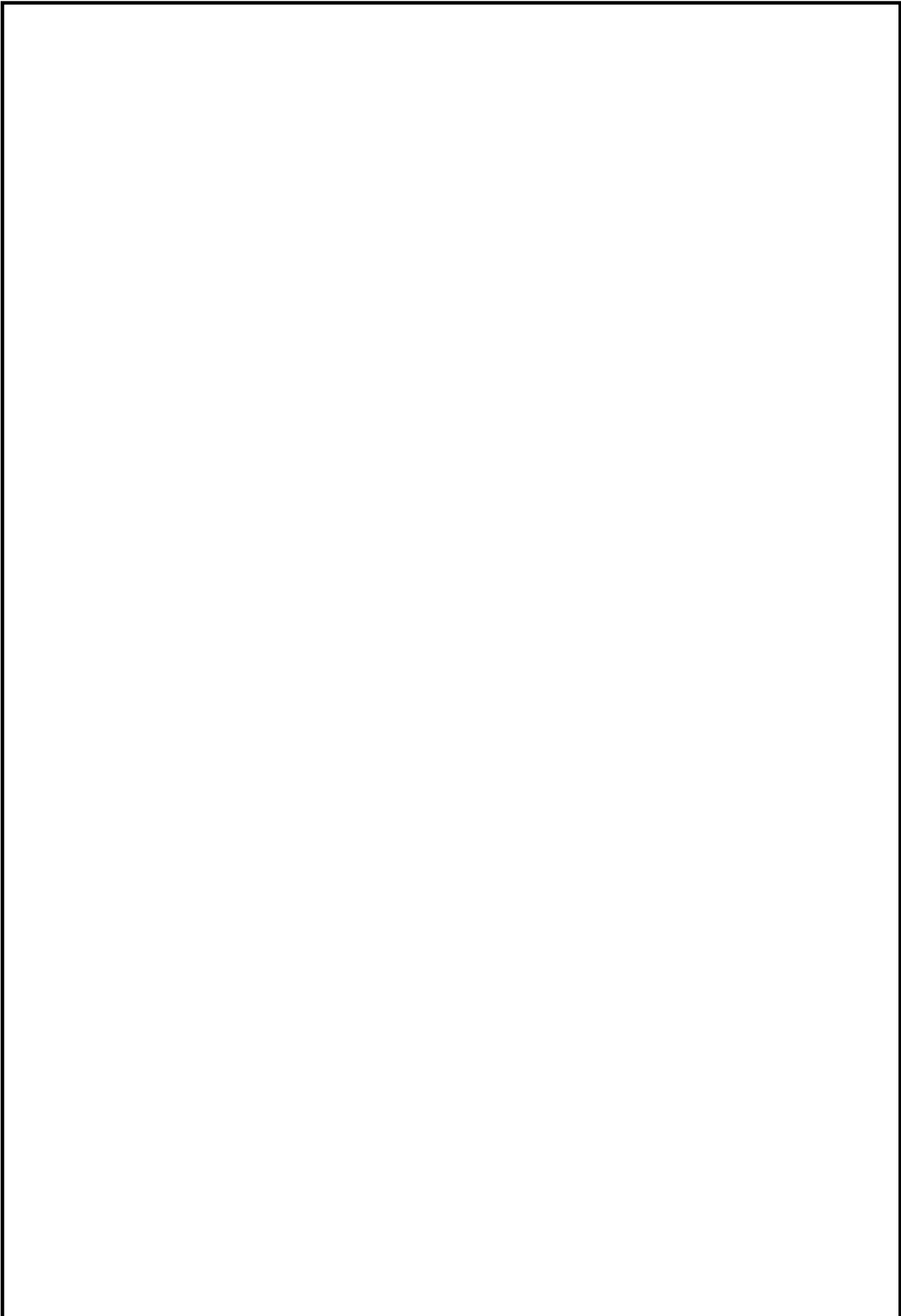
42. ДСТУ Б EN ISO 7730:2011 ЕРГОНОМІКА ТЕПЛООВОГО
СЕРЕДОВИЩА. Аналітичне визначення та інтерпретація теплового комфорту на
основі розрахунків показників PMV і PPD і критеріїв локального теплового
комфорту (EN ISO 7730:2005, IDT). – [Чинний від 2013-01-01]. – Мінрегіонбуд та
ЖКГ України. – К.: ДП «Украргбудінформ», 2012.- 74с.

43. Г.С. Ратушняк, Г.С. Попова. Експлуатація системи тепlopостачання
та вентиляції/ Навчальний посібник. – Вінниця: ВДТУ.-122 с., укр.мовою

					КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	134
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		Арк.



					<i>КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА</i>	135
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Арк.</i>



					<i>КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА</i>	136
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Арк.</i>